

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

APLIKACE VSTŘIKOVACÍHO SYSTÉMU S TLAKOVÝM ZÁSOBNÍKEM NA VZNĚTOVÝ MOTOR

APPLICATION OF PRESSURE ACCUMULATOR INJECTION SYSTEM ON CI ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. ADAM ŠÍŠKA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. RADIM DUNDÁLEK, Ph.D.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Adam Šiška

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Aplikace vstřikovacího systému s tlakovým zásobníkem na vznětový motor

v anglickém jazyce:

Application of Pressure Accumulator Injection System on CI Engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte instalaci vstřikovacího systému pro vznětový motor a proveďte nezbytné zásahy do konstrukce motoru. Umístěte vstřikovač, vysokotlaké čerpadlo a vstřikovací trubky. Proveďte pevnostní kontrolu nově navržených součástí.

Cíle diplomové práce:

Získání přehledu o zadané problematice. Stanovení základních vývojových trendů, návržení nového konstrukčního řešení a provedení příslušných výpočtů.

Seznam odborné literatury:

- [1] Koehler, E.: Verbrennungsmotoren, Vieweg ferlag, Braunschweig 1998
- [2] Rauscher, J.: Vozidlové motory, studijní opory, FSI VUT Brno 2003
- [3] Vlk, F.: Vozidlové spalovací motory, Brno 2003
- [4] Baumruk, P.: Příslušenství spalovacích motorů, ČVUT Praha, 1996

Vedoucí diplomové práce: Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne 16.10.2009

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá zástavbou nejmodernějšího vstřikovacího systému Common-Rail na čtyřválcový traktorový vznětový motor. Následující aplikace je přestavbou ze zastaralého systému s řadovými vstřikovacími čerpadly. Protože výdaje za tuto přestavbu musí být co nejmenší, je snaha o minimální zásahy do konstrukce motoru. Diplomová práce se tedy nejprve věnuje teorii vstřikovacích systémů vznětových motorů a věcí s nimi související a poté ukazuje konstrukční řešení přestavby podpořené analytickými výpočty a analýzou MKP u nově navržených součástí.

KLÍČOVÁ SLOVA

vstřikovací systémy, výfukové plyny, common-rail, vstřikovač, tlakový zásobník, vysokotlaké čerpadlo

ABSTRACT

This master's thesis deals with building the most modern injection system Common-Rail for four-cylinder tractor diesel engine. The following application is a conversion from a obsolete system with inline injection pumps. Because the costs for this conversion must be minimized, that it is effort of minimal intervention in engine design. First this master's thesis focuses on the theory of injection systems of diesel engines and related things and then the thesis shows the design conversion supported analytical calculations and FEM analysis of newly designed components.

KEYWORDS

injection systems, exhaust gases, common-rail, injector, pressure tank, high pressure pump



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠIŠKA, A. *Aplikace vstřikovacího systému s tlakovým zásobníkem na vznětový motor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 116 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením Ing. Radima Dundálka, Ph.D. a s použitím uvedených pramenů a literatury.

V Brně dne 23. května 2011

.....
Bc. Adam Šiška



PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou chci poděkovat panu Ing. Radimu Dundálkovi, Ph.D. za vedení mé diplomové práce, za jeho ochotu a trpělivost a za rady, připomínky a čas, který mi obětoval. Dále bych chtěl poděkovat pánům Zdeňku Kedroňovi a Ing. Stanislavu Čechákovi za věcné rady, které mi poskytli. V neposlední řadě chci poděkovat celé své rodině a přítelkyni za to, že mě vždy v celém průběhu studia podporovali, a to nejen psychicky.

Děkuji Vám.

V Brně dne 23. května 2011



OBSAH

Úvod	10
1 Parametry vznětových motorů a jejich vstřikovacích systémů	12
1.1 Palivo pro vznětové motory	12
1.2 Výfukové plyny vznětových motorů	13
1.2.1 Charakteristika výfukových plynů	13
1.2.2 Normy pro výfukové plyny	16
1.2.3 Posouzení dostatečnosti současných norem	18
1.3 Hluk vydávaný vznětovými motory	21
1.4 Parametry vznětových motorů	22
1.4.1 Způsob vstřikování	22
1.4.2 Tvar spalovacího prostoru	24
1.4.3 Tvarování sacího potrubí	25
1.5 Parametry vstřikovacích systémů	26
1.5.1 Průběh vstřikování	26
1.5.2 Vstřikovací trysky	27
2 Vstřikovací zařízení vznětových motorů	30
2.1 Řadová vstřikovací čerpadla	30
2.2 Rotační vstřikovací čerpadla	33
2.3 Sdružené vstřikovací jednotky	34
2.4 Sdružené vstřikovací systémy	36
2.5 Samostatná jednoválcová vstřikovací čerpadla	37
3 Vstřikovací systém common-rail	38
3.1 Historie a vývoj systému common-rail	38
3.2 Označení systému common-rail	40
3.3 Podstata systému common-rail	40
3.4 Nízkotlaká část systému common-rail	42
3.4.1 Palivová nádrž	43
3.4.2 Podávací (palivové) čerpadlo	43
3.4.3 Palivový filtr	44
3.4.4 Nízkotlaká palivová potrubí	45
3.5 Vysokotlaká část systému common-rail	46
3.5.1 Vysokotlaké čerpadlo	46
3.5.2 Vysokotlaké potrubí	48
3.5.3 Vysokotlaký zásobník paliva (RAIL)	49



3.5.4	Vstřikovače.....	50
3.6	Elektronická regulace systému common-rail.....	52
3.7	Výhody systému common-rail.....	53
4	Aplikace systému common-rail na vznětový motor.....	54
4.1	Vznětový motor pro aplikaci	54
4.2	Vstřikovací systém pro aplikaci.....	55
4.3	Aplikace vysokotlakého čerpadla	56
4.4	Aplikace vstřikovačů	57
4.4.1	Upevnění vstřikovačů do hlavy válců	58
4.4.2	Prívod paliva ke vstřikovači	59
4.5	Problematika vysokotlakého zásobníku a vysokotlakých potrubí	60
4.5.1	Aplikace vysokotlakého zásobníku (Railu).....	62
4.5.2	Aplikace vysokotlakých potrubí.....	65
4.6	Kryt ventilů	67
5	Návrhový výpočet a pevnostní kontrola nově navržených komponentů	70
5.1	Pouzdro vstřikovače.....	70
5.2	Uchycení vstřikovačů	71
5.2.1	Návrh vidlice pro uchycení vstřikovače	71
5.2.2	Výpočet šroubového spoje pro uchycení vidlice vstřikovače	75
5.2.3	Výpočet skutečných provozních sil působících na vidlici	78
5.2.4	Kontrola vidlice a šroubu vzhledem k meznímu stavu únavové pevnosti	80
5.2.5	Kontrolní výpočet vidlice pomocí programu ANSYS	85
5.3	Úchycení vysokotlakého zásobníku.....	91
5.3.1	Výpočet šroubového spojení horního a dolního dílu.....	91
5.3.2	Kontrolní výpočet dolního úchyty pomocí programu ANSYS	93
5.4	Vysokotlaká potrubí.....	98
5.4.1	Pevnostní výpočet vysokotlakých potrubí.....	98
5.4.2	Pevnostní kontrola matice potrubí.....	99
5.5	Kryt ventilů (mezikus) a jeho šroubové spojení	101
	Závěr.....	104
	Použité informační zdroje.....	106
	Seznam použitých zkratk a symbolů	111
	Seznam příloh.....	116



ÚVOD

Celá tato diplomová práce se bude zabývat systémem Common-Rail, což je nejmodernější vstřikovací systém vznětových motorů (s tlakovým zásobníkem), který výrazně ovlivňuje některé parametry motoru, které jsou klíčové pro zákazníka při výběru vozidla případně nějakého stroje. Jelikož počet vozidel ve světě neustále stoupá, nároky a požadavky zákazníků a spotřebitelů také stále narůstají a tlak ze strany zákonodárců a enviromentalistů, tedy „takzvaných“ ochránců přírody a životního prostředí, také není malý, je jasné, že vstřikovací systémy musí procházet neustálou modernizací a pečlivým vývojem. Ten v soudobé éře směřuje ke snaze o co největší zvýšení vstřikovacích tlaků do spalovacího prostoru, aby palivo mohlo být co nejlépe využito a spáleno, resp. přeměněno na mechanickou energii. V současné době hodnoty vstřikovacích tlaků překračují hranici 2000 barů, čehož nejsou starší vstřikovací systémy schopny dosáhnout. Proto dochází u většiny motorů k přestavbě na modernější vstřikovací systém, který těchto tlaků umí dosáhnout, stejně jako tomu bude v této diplomové práci, která bude konkrétně řešit přestavbu ze systému s řadovým vstřikovacím čerpadlem na systém Common-Rail.

Zmíněná přestavba má jednoznačně velký význam pro některé parametry motoru, které v sobě nesou důležitou informační hodnotu, kterou bude zákazník při výběru vozidla nebo pracovního stroje vyžadovat a případně porovnávat s různými výrobci. Na prvním místě se jedná o spotřebu, která je při současných vysokých cenách pohonných hmot opravdu důležitá. Neméně významný je i fakt, že ropa, ze které se palivo vyrábí, není obnovitelným zdrojem energie a nikdo nedokáže odhadnout, kolik se jí ještě na světě nachází. Druhým velmi důležitým parametrem je produkované množství emisí. Výrobci vozidel mnohdy uvádějí v propagačních materiálech pouze hodnotu emisí oxidu uhličitého CO₂, který se „prý“ podílí na vzniku globálního oteplování naší planety. Já, jako autor této práce, sympatizuji s názory současného prezidenta ČR o neexistenci globálního oteplování a zároveň jsem čtenářem jeho knih na toto téma. Daleko závažnější jsou hodnoty ostatních složek výfukových plynů, které prokazatelně postihují zdraví člověka. Z tohoto důvodu Evropská Unie uveřejňuje závazné normy EURO od roku 1992, které jsou rozděleny do kategorií podle typu a hmotnosti (nebo výkonu) vozidla, které určují maximální množství některých výfukových plynů u nových vozidel, a které jsou neustále zpřísnovány. Normy se nevyhýbají ani zemědělským strojům jako je například traktor, a proto je potřeba zavést vstřikovací systém, který sníží emise a spotřebu u motorů těchto strojů.

Diplomová práce tedy bude rozdělena na teoretickou a praktickou část. Teoretická část bude obsahovat samozřejmě popis systému Common-Rail, jeho princip a popis stavby a částí systému. Mimo jiné bude nahlédnuto do problematiky vstřikovacích systémů vznětových motorů a parametrů s nimi souvisejícími jako například palivo, jeho složení a spotřeba, a také emise, jejich složení a množství ve výfukových plynech. Já, Adam Šiška, autor této diplomové práce, jsem tuto problematiku zpracoval ve své bakalářské práci s názvem „Systém Common-Rail v osobních automobilech“, ve které již bylo teorie na toto téma zmíněno dosti. Proto se budu snažit do mé diplomové práce přinést více informací (detailnější popis a rozbor tématu), nové skutečnosti, které se za dobu od odevzdání již zmíněné bakalářské práce změnilly či přibýly, a také údaje, na které se nedostalo nebo zapomnělo. Pro pořádek je zde uvedena bibliografická citace mé bakalářské práce:

ŠIŠKA, A. *Systém Common Rail v osobních automobilech*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 48 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.



Praktická část diplomové práce bude zahrnovat konstrukční řešení přestavby vstřikovacího systému na čtyřválcovém vznětovém motoru Zetor Z1605 (na obr. 0.1), konkrétně bude zaměněno řadové vstřikovací čerpadlo za modernější systém Common-Rail. Při této přestavbě budou muset být navrženy nové součásti, jejichž podoba bude zkonstruována na základě analytického výpočtu, a poté ověřena pomocí analýzy metodou konečných prvků.

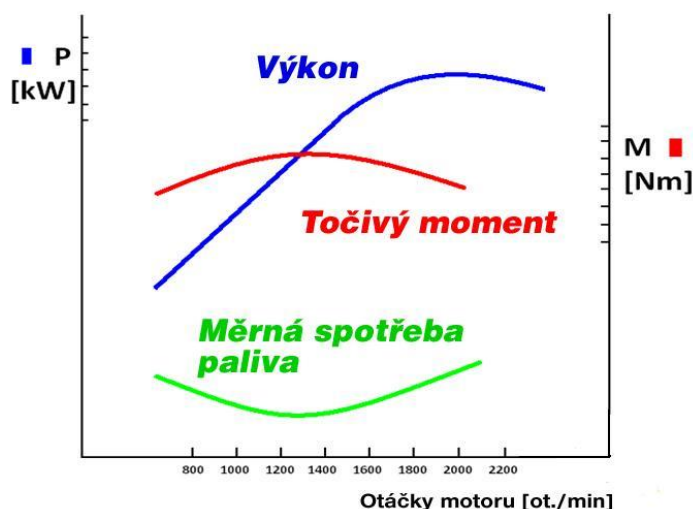


Obr. 0. 1 Vznětový motor Zetor Z 1605[1]



1 PARAMETRY VZNĚTOVÝCH MOTORŮ A JEJICH VSTŘIKOVACÍCH SYSTÉMŮ

První kapitola se bude zabývat vstupními a výstupními parametry vznětových motorů jako je například palivo a jeho spotřeba, výkon a točivý moment (viz. obr. 1. 1) a emise a hluk. Další část se bude věnovat konstrukčním prvkům vznětových motorů a různým způsobům vstřikování, které mají přímý vliv na kvalitu spalování a na zmíněné parametry.



Obr. 1. 1 Vnější otáčková charakteristika vznětového motoru [39]

1.1 PALIVO PRO VZNĚTOVÉ MOTORY

Jako palivo pro vznětové motory se samozřejmě používá, nejsou-li brány v potaz různá alternativní paliva, motorová nafta (nazývána také diesel). Ta je složená z kapalných uhlovodíků (s různými příměsí pro zlepšení jejich parametrů) a vyrábí se destilací, rafinací a krakováním z ropy při teplotách kolem 180-360°C. Na motorovou naftu jsou kladeny stále vyšší požadavky, a to především díky zvyšujícím se vstřikovacím tlakům ve vysokotlakých vstřikovacích systémech. Proto je kvalita motorové nafty dána normou ČSN EN 590, která je neustále zpříšňována. Tato norma dělí „směsnou motorovou naftu“ do čtyř kategorií podle použití v různých teplotách, resp. ročním období:

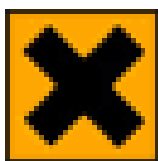
Třída B: „letní motorová nafta“, prodej 15. 4. – 30. 9.

Třída D: „přechodová motorová nafta“, prodej 1. 10. – 15. 11. a 1. 3. – 14. 4.

Třída F: „zimní motorová nafta“, prodej 16. 11. – 28. 2.

Třída 2: „arktická motorová nafta“ (do velkých mrazů na nejvyšších českých horách).[3, 4, 5]

Původně se motorová nafta dělila pouze na dva druhy (zimní a letní), ale vzhledem k chování za nízkých teplot se toto dělení stalo nedostatečným. V tab. 1. 1 jsou uvedeny vybrané přesné normované hodnoty pro různé třídy motorové nafty. Při skladování a dopravě motorové nafty musí být dodrženy dané normy. Vzhledem k tomu, že nafta je řazena do III. třídy nebezpečnosti, musí být označena znakem na obr. 1. 2. [2, 5]



Obr. 1. 2 Označení motorové nafty při skladování [2]



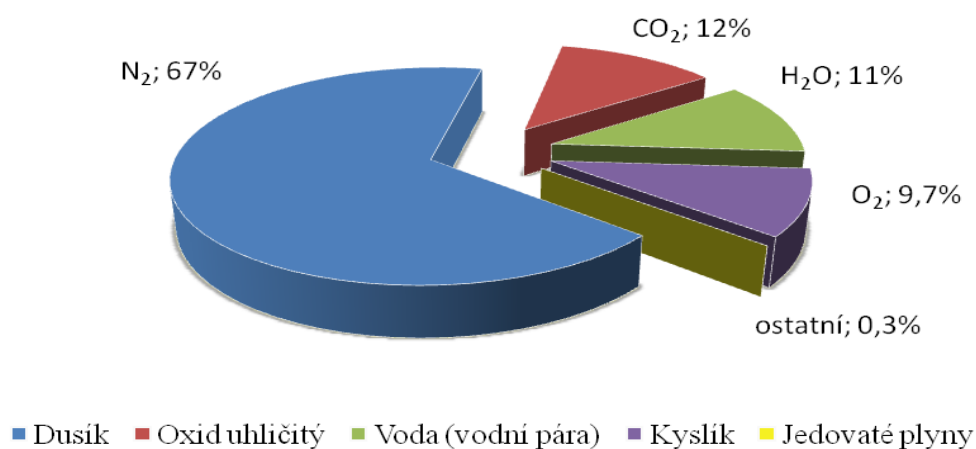
Tab. 1. 1 Vybrané hodnoty z normy ČSN EN 590 [2, 4]

HODNOTA	MOTOROVÁ NAFTA - TŘÍDA			
	B	D	F	2
Filtrovatelnost max. [°C]	0	-10	-20	-32
Hustota při 15°C [kg/m ³]	820 - 845			800 - 840
Cetanové číslo min. [-]	51			48
Kinematická viskozita při 40°C min. [mm ² /s]	2,0 - 4,5			1,5 - 4,0
Obsah síry max. [mg/kg]	10			
Bod vzplanutí min. [°C]	55			
Obsah vody max. [mg/kg]	200			
Celkový obsah nečistot max. [mg/kg]	24			

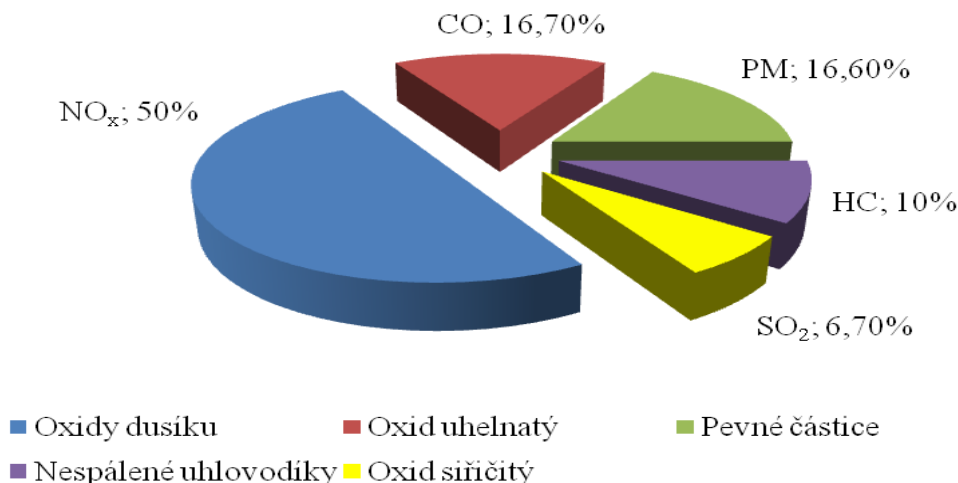
1.2 VÝFUKOVÉ PLYNY VZNĚTOVÝCH MOTORŮ

1.2.1 CHARAKTERISTIKA VÝFUKOVÝCH PLYNŮ

Oxid uhličitý CO₂ a voda H₂O jsou produkty dokonalého spalování paliva se vzduchem. Jenže vlivem nedostatku vzduchu a času, příliš vysokých teplot a proměnných podmínek dochází ve spalovacím motoru (prostoru) k nedokonalému spalování, při němž vznikají i jiné produkty spalování. Jak je vidět na koláčovém grafu na obr. 1. 3, jedná se především o dusík a kyslík.



Obr. 1. 3 Graf složení výfukových plynů vznětového motoru [6]



Obr. 1. 4 Graf složení jedovatých plynů vznětového motoru (graf složení výřezu s názvem „ostatní“ na obr. 1. 3) [7]

V prvním odstavci této kapitoly zmíněné složky nezpůsobují, alespoň ne přímo, problémy zdraví člověka. Problematické plyny se „schovávají“ až pod výřezem koláčového grafu na obr. 1. 3 s názvem „ostatní“. Tato část je na první pohled velmi malá (pouhých 0,3% z celkového množství výfukových plynů), ale o to větší způsobuje problémy. Proto je na dalším koláčovém grafu na obr. 1. 4 rozebrána podrobně.

JEDOVATÉ VÝFUKOVÉ PLYNY:

► OXID UHELNATÝ (CO)

Charakteristika: Jedovatý plyn bez barvy a zápachu, který je těžší než vzduch, a proto se nahromaduje u podlahy. Není dráždivý a ve vzduchu brzy oxiduje na neškodný oxid uhličitý.

Vznik: Produkt nedokonalého spalování vznikající při nedostatku kyslíku, tedy příliš bohaté směsi, a to především u zážehových motorů.

Nebezpečnost: Váže se v krvi na krevní barvivo hemoglobin mnohokrát rychleji než kyslík a znesnadňuje přenos kyslíku. V závislosti na koncentraci, době působení a individuální odolnosti člověka, dochází k případnému udušení. Největší nebezpečí tak číhá v uzavřených prostorech!

► NESPÁLENÉ UHLOVODÍKY (HC)

Charakteristika: 3 druhy – aromatické uhlovodíky (nejnebezpečnější skupina se speciálním zápachem - aromáty), nenasycené uhlovodíky (dráždivé a jedovaté - aldehydy) a nasycené uhlovodíky (nejedovaté a bez zápachu - alkany a alkeny).

Vznik: Jedná se o prvky, které do spalovacího prostoru vstoupily ve formě paliva a nestačily se spálit nebo se stačily pouze zoxidovat, a to v důsledku poškození zapalování nebo nedostatku vzduchu.

Nebezpečnost: Nejnebezpečnější jsou aromáty, které jsou rakovinotvorné. Všechny druhy poškozují sliznice a dýchací cesty, dráždí pokožku a mají podíl na vzniku smogu.



► OXIDY DUSÍKU (NO_x)

Charakteristika: 3 druhy – oxid dusný (N_2O – zanedbatelný podíl), oxid dusnatý (NO – bezbarvý prvek) a oxid dusičitý (NO_2 – nejedovatější z oxidů dusíku, je dráždivý a má výrazný zápach).

Vznik: Vznikají především díky vysokým teplotám (a tlakům) ve spalovacím prostoru.

Nebezpečnost: Útočí především na plíce a sliznici a vyvolávají u člověka pocit dušení a nucení ke kašli. Svůj díl nesou také na vzniku smogu.

► OXID SIŘIČITÝ (SO_2)

Charakteristika: Jedná se o bezbarvý a nehořlavý plyn s charakteristickým zápachem, který není omezen normami.

Vznik: Vzniká kvůli přítomnosti síry v palivu a jeho část v naftě neustále klesá.

Nebezpečnost: Způsobuje nemoci dýchacího ústrojí a podílí se na tvorbě kyselých dešťů.

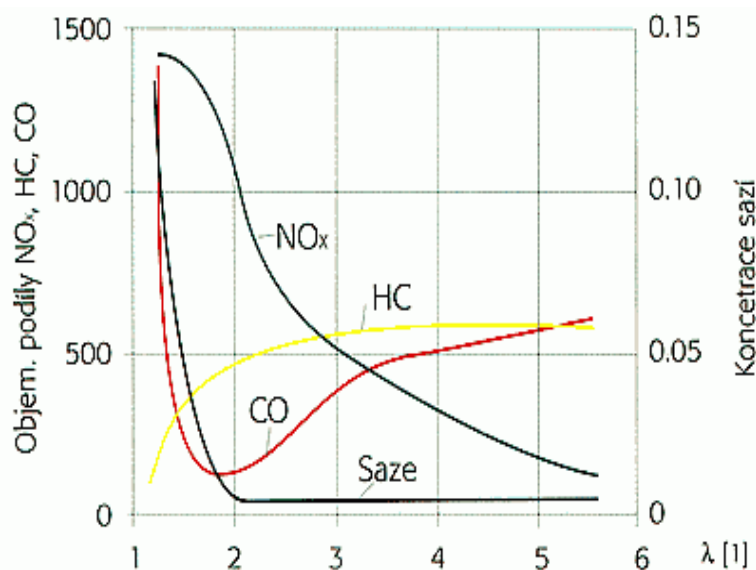
► PEVNÉ ČÁSTICE (PM = PARTICULATE MATTER)

Charakteristika: Dělí se na primární a sekundární. Jsou to velmi malé pevné nebo kapalné částice. Hlavní složkou je zde uhlík, který je obalován postupně dalšími částicemi.

Vznik: Vznikají při vysokých teplotách a nedostatku vzduchu následkem krakování, což je tepelný rozpad uhlovodíků. [12]

Nebezpečnost: Zapříčiňuje onemocnění dýchacího ústrojí a při dlouhodobějším působení jsou karcinogenní. [8, 9, 10]

Množství doteď zmíněných jedovatých plynů na obr. 1. 3 a obr. 1. 4 bylo jen orientační. Ve skutečnosti je množství těchto plynů závislé na mnoha faktorech, především však na součiniteli přebytku vzduchu λ . Tuto závislost znázorňuje obr. 1. 5. Zde jsou na ose



„y“ v levé části grafu vyneseny hodnoty oxidu uhelnatého, nespálených uhlovodíků a oxidů dusíku v jednotkách ppm (parts per million, tedy jeden díl na milion, což by se také dalo vyjádřit jako 1% = 10000ppm) a hodnoty pevných částic na pravé straně grafu v jednotkách g/km.

Z dosud získaných poznatků o emisích motorových vozidel vyplývá, že není radno tyto hrozby podceňovat!

Obr. 1. 5 Graf závislosti jedovatých plynů na součiniteli přebytku vzduchu λ u vznětových motorů [11]



1.2.2 NORMY PRO VÝFUKOVÉ PLYNY

Již v roce 1968 se v Americe objevila první norma, která se zabývala omezením množství výfukových plynů. O tři roky později se poté dostala emisní norma i do Evropy. Je to tedy již mnoho let, co se legislativa zajímá o tuto problematiku. V současné době platí v ČR zákony Evropské Unie, tedy norma EURO 5. Ta rozděluje požadavky na emise vozidel do těchto kategorií:

- osobní vozidla,
- lehká užitková vozidla do hmotnosti 1305kg,
- lehká užitková vozidla o hmotnosti 1305 – 1760kg,
- lehká užitková vozidla o hmotnosti 1760 – 3500kg,
- těžká nákladní vozidla o hmotnosti nad 3500kg,
- nákladní vozidla a autobusy. [13, 15]

Čím je vozidlo těžší, tím jsou emisní limity, které jsou dány buď v g/km nebo g/kWh, mírnější. Nejdůležitější a nejdiskutovanější kategorií jsou osobní vozidla. Proto jsou emisní limity pro osobní vozidla se zážehovým a vznětovým motorem ukázány na následujících dvou tabulkách (tab. 1. 3 a tab. 1. 4).

Pro tuto diplomovou práci jsou ale mnohem důležitější emisní limity pro traktory a zemědělské stroje. Ty sice také upravuje norma EURO, ale pro výrobce těchto pracovních strojů jsou směrodatná jiná legislativní ustanovení. Jsou to zejména normy TIER (obr. 1. 6), platící v Severní Americe, normy STAGE, platící v Evropě a normy OFF HIGHWAY. Limitní hodnoty těchto tří norem jsou velmi podobné, proto byla pro ukázkou vybrána norma EUREST (Europäische Emissionsstufe), která je částí normy OFF HIGHWAY, zabývající se zemědělskými stroji (konkrétní hodnoty v tab. 1. 5). [14, 16, 17]

Tab. 1. 3 Souhrn emisních norem EURO pro osobní automobily se vznět. motorem [15]

NORMA	PLATNOST OD ROKU	CO [g/km]	NO _x [g/km]	HC + NO _x [g/km]	PM [g/km]
		Oxid uhelnatý	Oxidy dusíku	Uhlovodíky a oxidy dusíku	Pevné částice
EURO 1	1993	2,720	-	0,970	0,140
EURO 2	1996	1,000	-	0,900	0,100
EURO 3	2000	0,640	0,500	0,560	0,050
EURO 4	2005	0,500	0,250	0,300	0,025
EURO 5	2009	0,500	0,180	0,230	0,005
EURO 6	2014	0,500	0,080	0,170	0,005

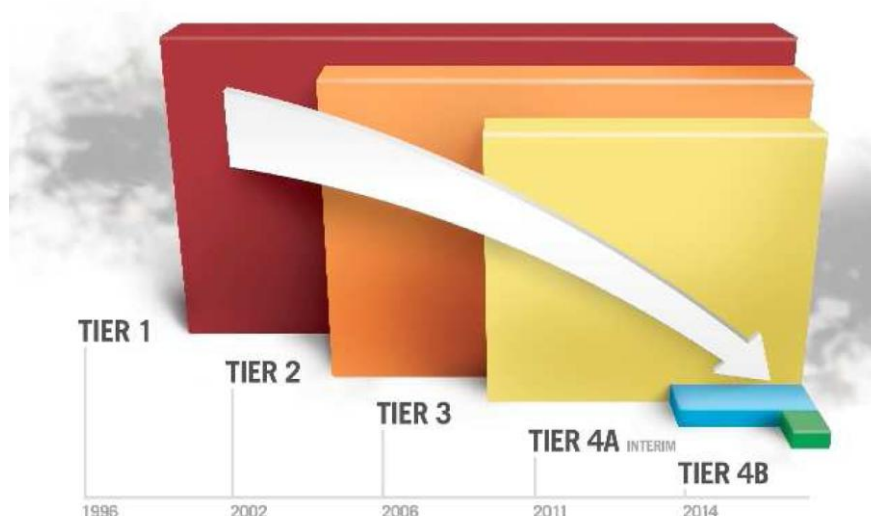


Tab. 1. 4 Souhrn emisních norem EURO pro osobní automobily se zážeh. motorem [15]

NORMA	PLATNOST OD ROKU	CO [g/km]	HC [g/km]	NO _x [g/km]	HC + NO _x [g/km]	PM [g/km]
		Oxid uhelnatý	Nespálené uhlovodíky	Oxidy dusíku	Uhlovodíky a oxidy dusíku	Pevné částice
EURO 1	1993	2,720	-	-	0,970	-
EURO 2	1996	2,200	-	-	0,500	-
EURO 3	2000	1,300	0,200	0,150	-	-
EURO 4	2005	1,000	0,100	0,080	-	-
EURO 5	2009	1,000	0,100	0,060	-	0,005
EURO 6	2014	1,000	0,100	0,060	-	0,005

Tab. 1. 5 Souhrn emisních norem EUREST pro traktory a zemědělské stroje [14]

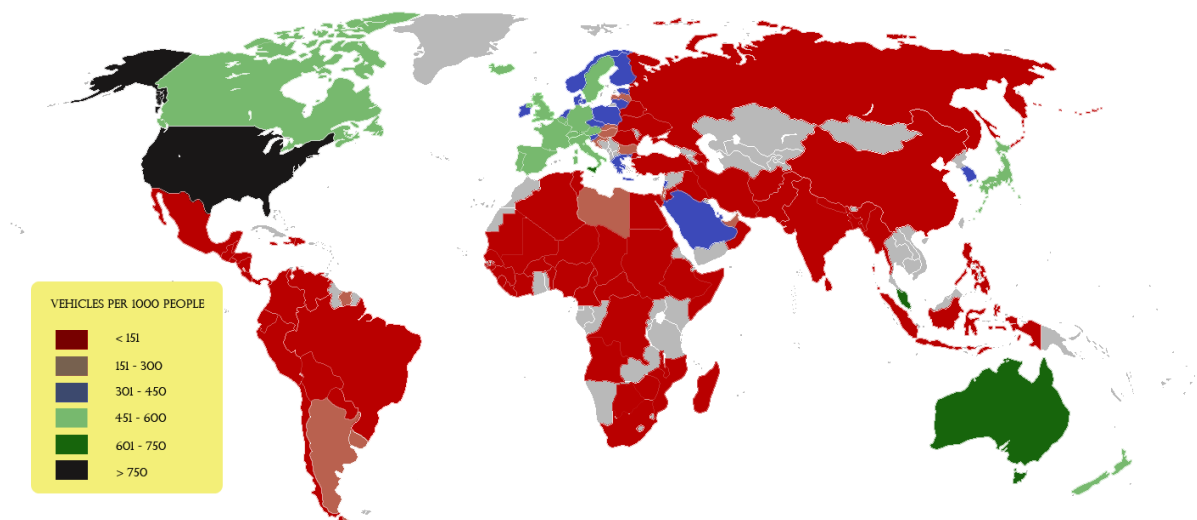
VÝKON MOTORU [kW]	PLATNOST OD ROKU	CO [g/kWh]	HC [g/kWh]	NO _x [g/kWh]	HC + NO _x [g/kWh]	PM [g/kWh]
		Oxid uhelnatý	Nespálené uhlovodíky	Oxidy dusíku	Uhlovodíky a oxidy dusíku	Pevné částice
37 - 56	2005	5,000	1,300	7,000	-	0,400
	2008	5,000	-	-	4,700	0,400
	2013	5,000	-	-	4,700	0,025
56 - 75	2005	5,000	1,300	7,000	-	0,400
	2008	5,000	-	-	4,700	0,400
	2012	5,000	0,190	3,300	-	0,025
	2014	5,000	0,190	0,400	-	0,025
75 - 130	2005	5,000	1,000	6,000	-	0,300
	2007	5,000	-	-	4,000	0,300
	2012	5,000	0,190	3,300	-	0,025
	2014	5,000	0,190	0,400	-	0,025
> 130	2005	3,500	1,000	6,000	-	0,200
	2006	3,500	-	-	4,000	0,200
	2011	3,500	0,190	2,000	-	0,025
	2014	3,500	0,190	0,400	-	0,025



Obr. 1. 6 Vývoj emisních norem TIER [18]

1.2.3 POSOUZENÍ DOSTATEČNOSTI SOUČASNÝCH NOREM

Nyní bude provedena série jednoduchých výpočtů, na jejichž konci budou zarážející výsledky, nad kterými by se měl každý, kdo někdy využil osobní automobil, vážně zamyslet.



Obr. 1. 7 Mapa světa s vyznačenými oblastmi s různým počtem vozidel na 1000 obyvatel planety Země [19]

Jako první byla na obr. 1. 7 ukázána mapa světa, na které je barevně znázorněno kolik vozidel (tzn. osobních a nákladních automobilů, autobusů, traktorů, motocyklů, atd.) připadá na 1000 obyvatel naší planety. Čím je daná oblast tmavěji zbarvená, tím je vozidel na tisíc obyvatel více, a čím je oblast světlejší, tím je vozidel méně.

Nyní bude realizován odhad hodnoty průměrného počtu vozidel na 1000 obyvatel planety, a to tak, že byl povrch planety rozdělen na oblasti se známou rozlohou a známým nebo dobře odhadnutelným počtem vozidel na 1000 obyvatel dané oblasti. Všechny tyto údaje jsou přehledně zaznamenány v tab. 1. 6. Výsledná průměrná hodnota byla vypočítána pomocí statistické hodnoty „vážený průměr“.



Tab. 1. 6 Tabulka hodnot pro odhad počtu vozidel na 1000 obyvatel planety [20]

OBLAST	ROZLOHA [km ²]	POČET MOTOROVÝCH VOZIDEL NA 1000 OBYVATEL
USA	9 631 214	842
KANADA	9 984 670	563
STŘEDNÍ AMERIKA	523 780	100
MEXIKO	1 964 375	209
JIŽNÍ AMERIKA	17 843 000	150
AUSTRÁLIE	7 692 030	619
NOVÝ ZÉLAND	268 680	560
OCEÁNIE	552 618	15
EVROPA	10 180 000	470
AFRIKA	30 221 532	18
RUSKO	17 075 400	213
SAUDSKÁ ARÁBIE	2 218 000	336
ZBYTEK ÁSIE	25 310 453	55
SOUČET	133 465 752	246,5

Pozn.: Uvedená čísla ve sloupci „rozloha“ jsou čerpány z encyklopedie Wikipedie. [40]

Počet obyvatel planety: **6 900 000 000 obyvatel** (Tato hodnota je zaokrouhlená.) [21]

Počet vozidel na světě = počet obyvatel * počet vozidel na 1000 obyvatel / 1000

Počet vozidel na světě = 6900000000 * 246,5 / 1000 = **1 700 540 492 vozidel**

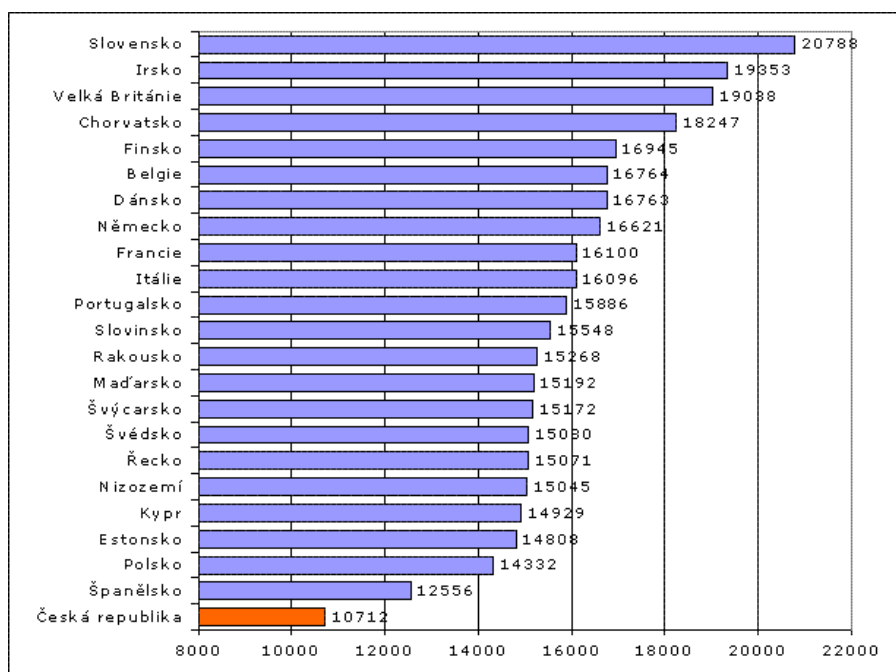
Vozidla se zážehovým mot.: 73% ⇒ Vozidla se zážehovým mot.: **1 241 394 559 vozidel**

Vozidla se vznětovým mot.: 27% ⇒ Vozidla se vznětovým mot.: **459 145 933 vozidel**

Uvedeným výpočtem bylo přibližně zjištěno, kolik vozidel je zhruba s benzínovým motorem a kolik jich je přibližně na motorovou naftu. Nyní je potřeba odhadnout, kolik kilometrů průměrně najede jedno vozidlo za jeden rok. K tomu posloužil graf na obr. 1. 8.

Roční jízdní výkon jednoho vozidla: **15 000 km/vozidlo/rok**

To znamená, že vozidla se zážehovým motorem najedou ročně asi 18,6 bilionů kilometrů a vozidla se vznětovým motorem asi 6,8 bilionů kilometrů ročně. Když se tato čísla vynásobí hodnotami dovolenými současně platnou normou EURO 5 pro osobní automobily (viz. tab. 1. 3. a tab. 1. 4), tak je možné zjistit, kolik by auta vyprodukovala jedovatých plynů, které mají přímý negativní vliv na zdraví člověka (viz. tab. 1. 7 a tab. 1. 8.).



Obr. 1. 8 Průměrný počet najetých kilometrů jedním vozidlem za rok v různých zemích [22]

Tab. 1. 7 Výsledné hodnoty množství jedovatých plynů za jeden rok

JEDOVATÉ PLYNY	MNOŽSTVÍ EMISÍ Z VOZIDEL SE ZÁŽEHOVÝM MOTOREM	MNOŽSTVÍ EMISÍ Z VOZIDEL SE VZNĚTOVÝM MOTOREM
CO [kg]	18 620 918 391	3 443 594 497
HC [kg]	1 862 091 839	1 584 053 469
NO _x [kg]	1 117 255 103	
PM [kg]	93 104 592	34 435 945
CELKEM [kg]	21 693 369 926	5 062 083 911

Tab. 1. 8 Výsledné hodnoty celkového množství jedovatých plynů za různá časová období

OBDOBÍ ZA ...	HMOTNOST JEDOVATÝCH PLYNŮ VYPUŠTĚNÝCH DO OVZDUŠÍ VŠEMI VOZIDLY NA NAŠI PLANETĚ
1 ROK	26 755 453 836 kg
1 MĚSÍC	2 229 621 153 kg
1 DEN	73 302 613 kg
1 HODINU	3 054 276 kg
1 MINUTU	50 905 kg
1 SEKUNDU	848 kg

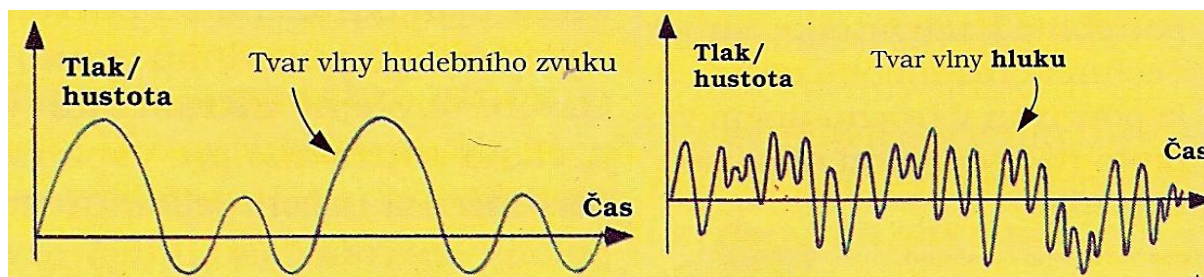


Výsledné hodnoty jsou velmi vysoké, a to i přesto, že během výpočtu bylo provedeno několik zjednodušení nebo odhadů, které tyto hodnoty snižovaly. Konkrétně se jedná o odhad průměrného počtu najetých kilometrů jedním vozidlem za rok, dále o skutečnost, že byla všechna vozidla zahrnuta v rámci norem pod kategorií osobní automobily, a také hlavně o fakt, že veškerá vozidla, která se po světě pohybují, dodržují normu EURO 5. Dalo by se tedy zjednodušeně říci, že i kdyby všechna vozidla dodržela současně platnou evropskou normu, tak je každou sekundu vypouštěna do ovzduší téměř jedna tuna jedovatých plynů.

1.3 HLUK VYDÁVANÝ VZNĚTOVÝMI MOTORY

Hluk je obecně velmi špatně definovatelný pojem, proto literatura nabízí různá znění, z nichž je zde uvedeno několik příkladů:

- „Hluk je nežádoucí zvuk, který může mít škodlivé účinky na lidské zdraví.“ [23]
- „Hluk je zvuk, na který nejsme soustředěni.“ [dle přednášek doc. Ing. Zdeňka Kaplana, CSc.]
- „Hluk je zvuk, škodlivý svou nadměrnou intenzitou.“ [24]
- „Hluk je zvuk, jehož zvuková vlna je nepravidelná nebo není periodická.“ [25] (viz. obr. 1. 9)



Obr. 1. 9 Tvar zvukové vlny pro zvuk (periodická – levý graf) a hluk (pravý graf) [25]

Vozidla vydávají tři druhy hluku:

- AERODYNAMICKÝ HLUK
 - Tento hluk je zapříčiněn prorážením vzduchu samotným vozidlem.
 - Jeho úroveň vzrůstá se zvyšující rychlostí vozidla.
- HLUK VZNIKLÝ STYKEM PNEUMATIKY S VOZOVKOU
 - Zapříčiňuje ho tření mezi pneumatikou a vozovkou.
 - Tento druh hluku je dominantní při vysokých rychlostech.
- HLUK MOTORU
 - Vzniká při chodu motoru.
 - Je nejvýraznější při nižších rychlostech do 30 – 50 km/h (a u traktorů). [26]

Stejně jako platí normy pro výfukové plyny motorů, tak platí i zákonná ustanovení pro hluk vozidel. Tyto normy se dělí do několika kategorií:

- chráněný venkovní prostor (neobydlená místa, kde se nachází lidé),
- chráněný vnitřní prostor staveb (prostor v obydlených budovách),
- chráněný venkovní prostor staveb (prostor kolem obydlených budov).



Dané normy jsou dále sníženy v okolí veřejných budov, jako jsou: nemocnice, školy atd. Bohužel však tyto limity nemusí být na rozdíl od limitů pro výfukové plyny dodrženy, jelikož existuje mnoho vládních nařízení a výjimek snižujících nebo osvobozujících od dodržování těchto norem. [27, 23]

Tab. 1. 9 Tabulka s různými úrovněmi hluku a limity ze silniční dopravy a vozidel [23, 24, 26, 27]

INTENZITA ZVUKU [dB]	PŘÍKLAD LIDSKÉHO VNÍMÁNÍ	HLUKOVÉ LIMITY ZE SILNIČNÍ DOPRAVY
0	„PRÁH SLYŠITELNOSTI“	
30	Šeptání	Noční limit pro vnitřní hluk - základní
35		Noční limit pro vnitřní hluk - platí pro stavby dostavěné před 1. 6. 2006
40	Tikot budíku	Denní limit pro vnitřní hluk - základní
45		Noční limit pro venkovní hluk; Denní limit pro vnitřní hluk - platí pro stavby dostavěné před 1. 6. 2006
50	Obrácení stránek novin	
55		Denní limit pro venkovní hluk
60	Běžný hovor	
70	Poslech TV	
74		Limit pro celkový hluk z osobních automobilů
80	Vysavač	Limit pro celkový hluk z nákladních automobilů a traktorů
100	Sbíječka, max. hluk motoru	
130	„PRÁH BOLESTIVOSTI“	

1.4 PARAMETRY VZNĚTOVÝCH MOTORŮ

Parametry vznětových motorů se myslí jakékoliv konstrukční řešení motoru, které ovlivňuje proces spalování ve spalovacím prostoru (a také tedy spotřebu, výkon, emise, ...) vznětového motoru, vyjma vstřikovacího systému, který bude zvlášť popsán v kapitole 1.5. Zejména jsou to tedy tato kritéria:

- způsob vstřikování,
- tvar spalovacího prostoru,
- tvarování sacího potrubí,
- kompresní poměr atd. [28, 29]

1.4.1 ZPŮSOB VSTŘIKOVÁNÍ

Existují dva základní způsoby vstřikování paliva do vznětových motorů:



1) PŘÍMÉ VSTŘIKOVÁNÍ

Při tomto způsobu je palivo vstříknuto přímo do spalovacího prostoru. To má za následek snížení spotřeby paliva, konstrukční jednoduchost hlavy válců, malé tepelné ztráty a také se motor s přímým vstřikováním lépe spouští, a to především za nižších teplot. Avšak důsledkem přímého vstřikování je snížení středního efektivního tlaku, naopak zvýšení maximálního tlaku ve spalovacím prostoru, větší sklon ke kouřivosti, a také vyšší nároky na jakost paliva. [28]

2) NEPŘÍMÉ VSTŘIKOVÁNÍ

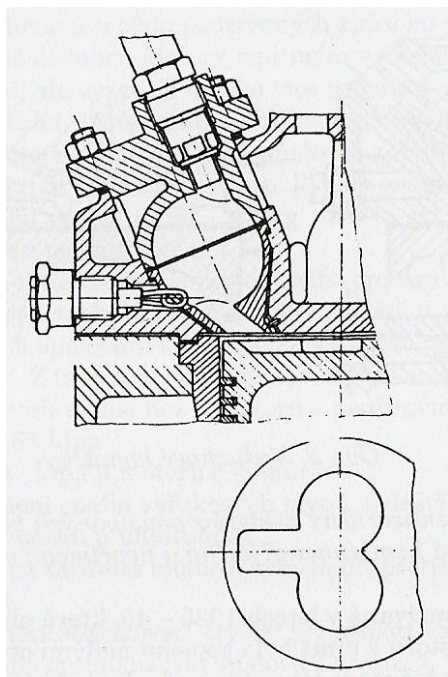
V tomto případě není palivo vstříknuto přímo do válce, ale do separovaného prostoru (komůrky), který je se spalovacím prostorem spojen malým otvorem. Výsledkem je zvýšení středního efektivního tlaku, příznivější podmínky pro tvorbu směsi, zvýšení spotřeby paliva, nižší hlučnost a konstrukčně složitější hlava válců. Během vývoje nepřímého vstřikování byly vyvinuty tři druhy komůrek: [29]

A. Tlaková komůrka

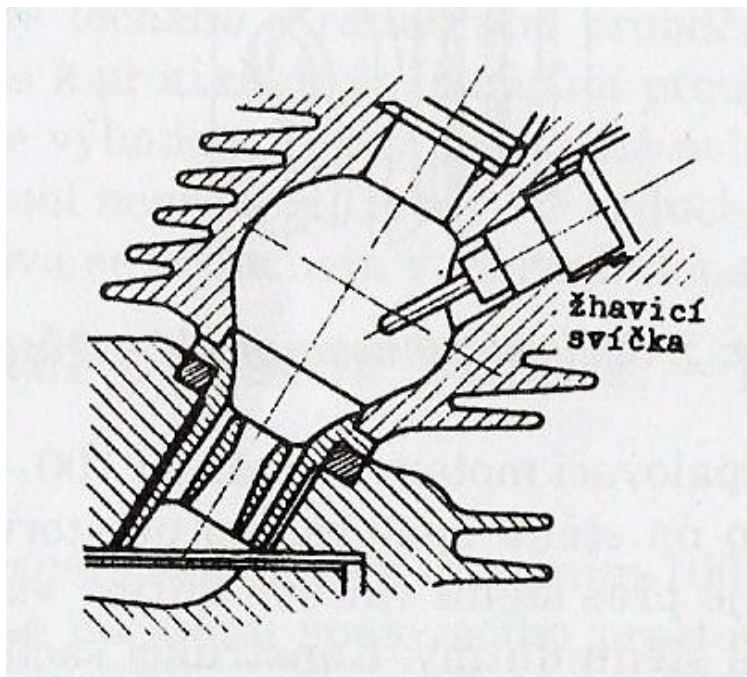
Palivo je vstříknuto do této komůrky, která zaujímá asi 40% z kompresního objemu válce. Část paliva se vznítí, čímž vzroste tlak v komůrce, pomocí něhož se zbytek směsi paliva se vzduchem přemístí přes úzký otvor do spalovacího prostoru, kde je spalování dokončeno. Tlaková komůrka musí být vždy vybavena žhavicí svíčkou pro lepší start motoru.

B. Vírová komůrka

Vírová komůrka má vždy kulovitý tvar a zaujímá asi 65% z kompresního objemu válce. Hlavní spalovací prostor a vírová komůrka jsou spojeny poměrně velkým spojovacím otvorem, který je vzhledem ke komůrce umístěn tangenciálně, což zajišťuje rotaci vzduchu (vír). Tím je dosaženo lepšího spalování, vyššího středního efektivního tlaku a nižších ztrát ve spojovacím otvoru. Proto jsou vírové komůrky velmi využívány ve vozidlových motorech.



Obr. 1. 10 Vírová komůrka [29]

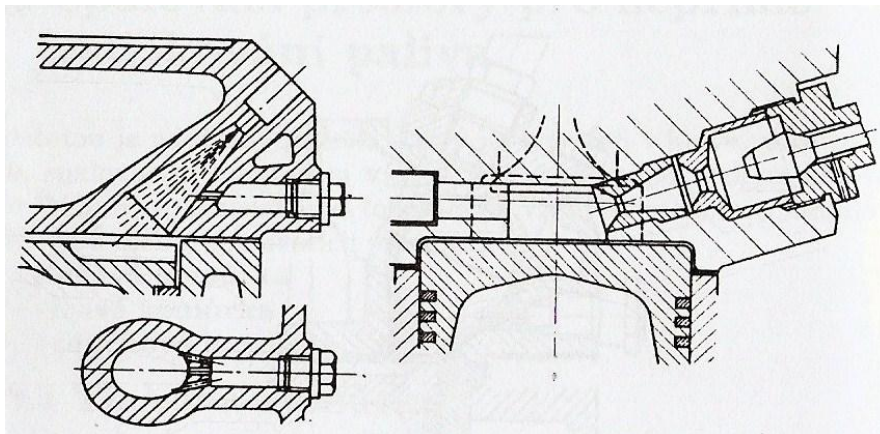


Obr. 1. 11 Tlaková komůrka [29]



C. Vzduchová komůrka

Zaujímá asi 25% kompresního objemu a má za úkol dodávat vzduch při expanzi. Vzduchových komůrek existuje více druhů. Ve skutečnosti by se dalo říci, že vzduchová komůrka je hranice mezi přímým a nepřímým vstřikováním. V dnešní době se nevyužívá. [29]

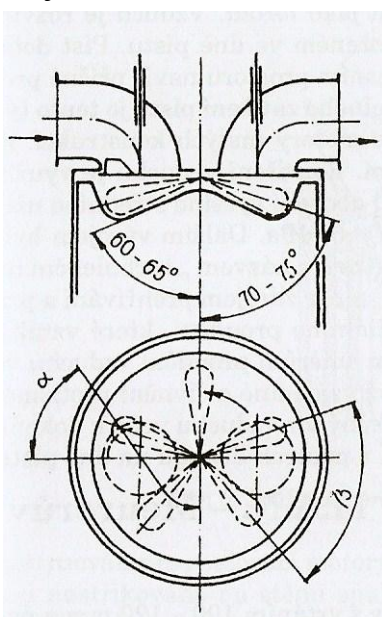


Obr. 1. 12 Příklady vzduchových komůrek [29]

1.4.2 TVAR SPALOVACÍHO PROSTORU

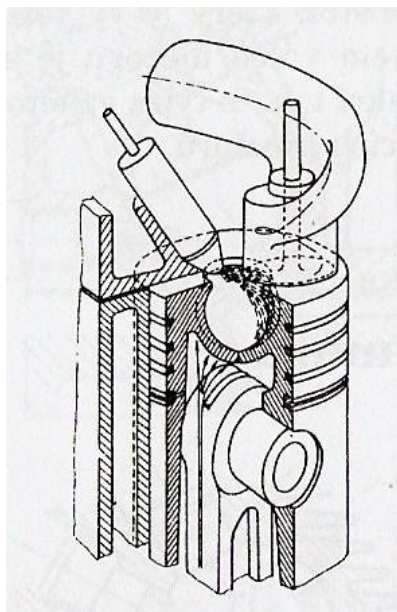
Ve spalovacím prostoru vznětových motorů dochází k promíchání paliva se vzduchem a jejich následnému spalení. Proto se je, u drtivé většiny vznětových motorů, možné setkat s charakteristickým vybráním ve dně pístu. Existuje mnoho konstrukčních řešení vybrání v pístu a odlišnosti je možné hledat především mezi přímým a nepřímým vstřikováním.

Vybrání ve dně pístu pro motory s nepřímým vstřikem jsou spíše méně hluboká a mají občas poměrně zvláštní tvary (viz. obr. 1. 10). Některé starší provedení měly naopak dno úplně rovné. Opačnou rovinou jsou vybrání ve dně pístu pro motory s přímým vstřikem, jež mají většinou vcelku hluboké vybrání umístěné v ose pístu. Konkrétně se jedná o **kulovitý (miskovitý) spalovací prostor**, který je nejstarším typem,

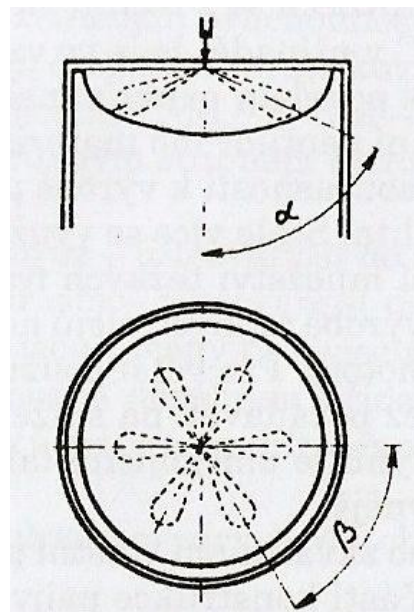


jehož výhodou je jednoduché nastartování i studeného motoru, ale hůře využívá vzduch při spalování. Dalším druhem je **Hesselmanův spalovací prostor**, jenž je tvarován podle pohybu paliva od vstřikovací trysky, což zaručuje opravdu dobré promísení paliva se vzduchem. Další možností je **Saurerův spalovací prostor**, který má dno pístu ve tvaru toroidu. Je vhodný pro motory malé mechanizace. Dalším mnou zmíněným druhem spalovacího prostoru je tzv. **M – způsob**, při kterém je palivo vstřikováno na stěny pístu a jeho nevýhodou je zvýšení obsahu nespálených uhlovodíků (HC) ve výfukových plynech. [29]

Obr. 1. 13 Hesselmanův spalovací prostor [29]



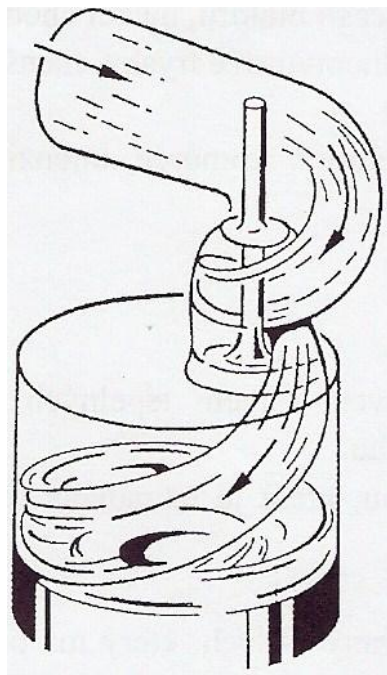
Obr. 1. 14 Kulovitý spal. prostor [29]



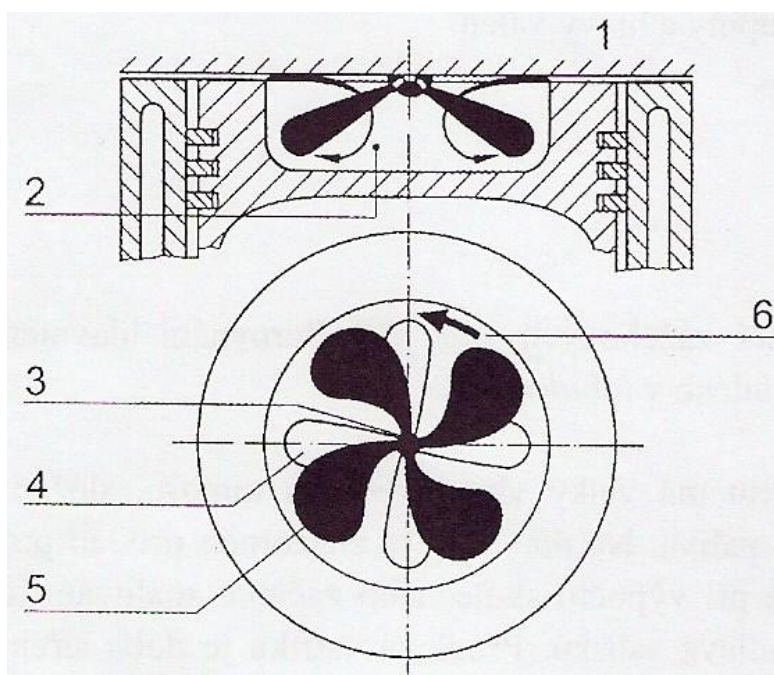
Obr. 1. 15 M - způsob spal. prostor [29]

1.4.3 TVAROVÁNÍ SACÍHO POTRUBÍ

Pro co nejlepší promísení paliva se vzduchem ve spalovacím prostoru vznětového motoru je potřeba zajistit co nejintenzivnější pohyb (víření) vzduchu ve válci. Nejlepším způsobem, jak toho dosáhnout, se jeví vhodné tvarování sacího potrubí a správné tvarování spalovacího prostoru (viz. předchozí kapitola). Sací kanál se tedy konstruuje jako šroubovitý nebo tečně (tangenciálně) k válci motoru, což ukazuje obr. 1. 16. Výhodou je, že se dosáhne intenzivního pohybu kolem osy válce, jak ukazuje obr. 1. 17. [28]



Obr. 1. 16 Vznik vzduchového víru ve spalovacím prostoru [28]



Obr. 1. 17 Víření směsi ve spalovacím prostoru po vstříknutí paliva tryskou se čtyřmi otvory [28]



Legenda k obr. 1. 17:

1 – hlava válce,

2 – proudění ve dně pístu,

3 – vstřikovací tryska se čtyřmi prostory,

4 – pohyb paliv bez víření vzduchu,

5 – pohyb paliva se vzduchovým vířením,

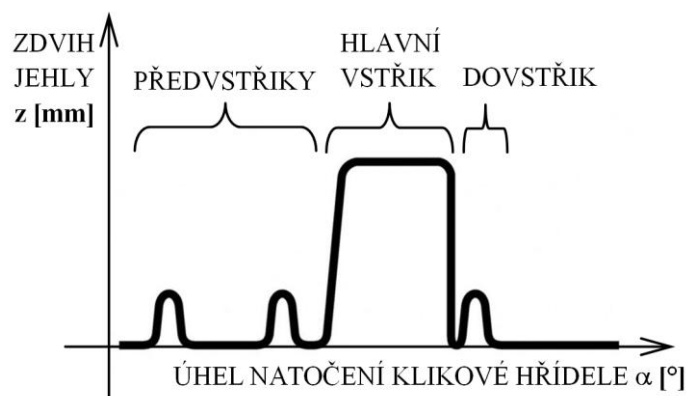
6 – směr vířivého proudění.

1.5 PARAMETRY VSTŘIKOVACÍCH SYSTÉMŮ

Mezi parametry vstřikovacího systému lze zařadit několik „veličin“, které významně ovlivňují proces spalování ve vznětovém motoru, a tedy i jeho spotřebu, výkon, emise, vibrace, hluk a další. Jako první se jedná o tlak, kterým vstřikovač vstřikuje palivo do spalovacího prostoru, tzv. **vstřikovací tlak**. V současnosti se výrobci vstřikovacích systémů snaží o maximální zvyšování těchto tlaků. Proto byl také vynalezen systém Common-Rail, který dokázal a dokáže vyvinout vyšší vstřikovací tlaky než ostatní vstřikovací systémy. Vstřikovací tlaky, které v současnosti dosahují přes 2000 barů (200 MPa), jsou tak vysoké proto, aby se palivo před jeho vznícením dostalo do co nejvíce míst ve spalovacím prostoru a dostatečně se promísilo se vzduchem. Výsledek je především velké snížení nespálených uhlovodíků HC. Mezi další veličiny prezentující činnost vstřikovacího systému je možno zařadit „**průběh vstřikování**“ a „**vstřikovací trysky**“, které budou popsány v následujících dvou podkapitolách. [28, 31]

1.5.1 PRŮBĚH VSTŘIKOVÁNÍ

Průběhem vstřikování je myšlena zejména doba dodávky paliva a její načasování vzhledem k pohybu pístu (počátek a konec vstřiku) a počet vstřiků během jednoho cyklu. V současné době je požadováno jeden nebo více primárních vstřiků (předvstřiků nebo také pilotních vstřiků), po kterých dochází k drobnému spalování. Poté následuje hlavní vstřik, po

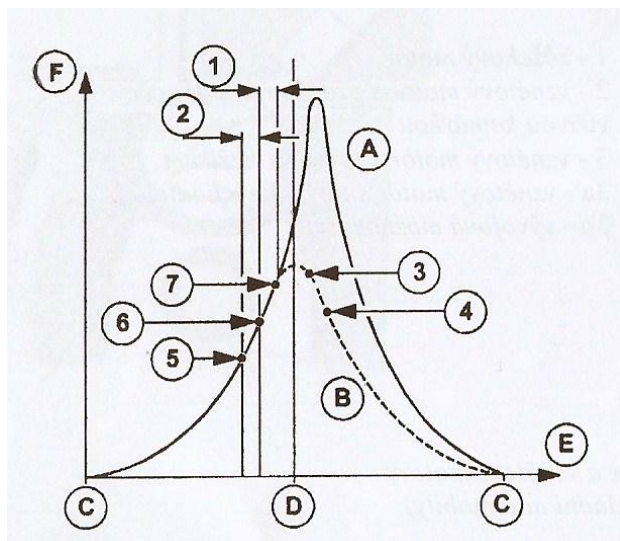


Obr. 1. 18 Záznam průběhu vstřikování [30]

kterém nastane ve spalovacím prostoru maximální tlak. Dohromady to s předvstřiky znamená, že ve válci motoru nedochází k prudkému nárůstu tlaku, ale tlak se zvyšuje postupně, což má příznivý vliv zejména na hluk motoru a v neposlední řadě také na oxidy dusíku NO_x . Na závěr následuje ještě jeden doplňující vstřik, který má za úkol dodatečně spálit směs ve válci, což opět snižuje emise vznětových motorů. Celý proces vstřikování znázorňuje obr. 1. 18. U něj je ještě důležité si všimnout, jak se na konci

hlavního vstřiku strmě jehla vstřikovače uzavírá. To je nutné, jelikož by se do spalovacího prostoru dostávalo zbytečně palivo, které by se nemělo možnost spálit a vznikaly by tak emise nespálených uhlovodíků a samozřejmě by to mělo i negativní vliv na spotřebu. Na dalším obrázku (obr. 1. 19) je vidět průběh tlaku ve spalovacím prostoru a jednotlivé fáze vstřikování a spalování. Poslední obrázek této kapitoly (obr. 1. 20) znázorňuje, jak závisí množství emisí HC a NO_x na době začátku vstřikování. V případě počátku vstřikování před horní úvratí se zvyšují zejména emise oxidu dusíku NO_x a pevných částic, ale také je vyšší maximální tlak ve

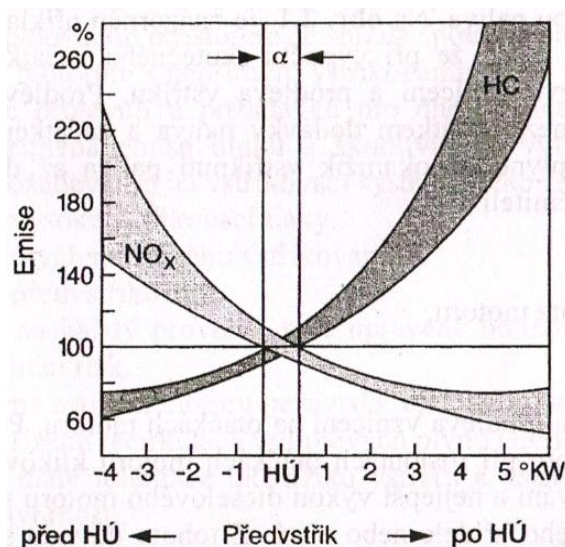
spalovacím prostoru, což způsobuje vyšší hluk. Naopak při začátku vstřikování až po horní úvratí se zvyšují emise nespálených uhlovodíků HC, a také spotřeba paliva. Proto je v grafu vyznačena oblast α , což je oblast optimálního počátku vstřiku, která se pohybuje kolem horní úvratí v rozmezí $0,5^\circ$ úhlu natočení klikové hřídele (KW). U současných moderních motorů však vstřikování začíná výrazně před horní úvratí, což je vidět i na obr. 1. 19. Zvýšené množství oxidů dusíku se kompenzuje použitím systému recirkulace výfukových plynů nebo přidáváním roztoku močoviny AdBlue. [28, 30, 31]



Legenda k obr. 1. 19:

- 1 – prodleva zapálení směsi,
- 2 – prodleva vstřiku paliva,
- 3 – konec vstřikování,
- 4 – konec spalování,
- 5 – počátek dodávky paliva,
- 6 – počátek vstřikování,
- 7 – počátek spalování,
- A – průběh tlaku při spalování,
- B – průběh kompresního tlaku,
- C – dolní úvrat',
- D – horní úvrat',
- E – poloha pístu,
- F – tlak ve válci motoru.

Obr. 1. 19 Průběh tlaku ve spalovacím prostoru vznětového motoru [28]



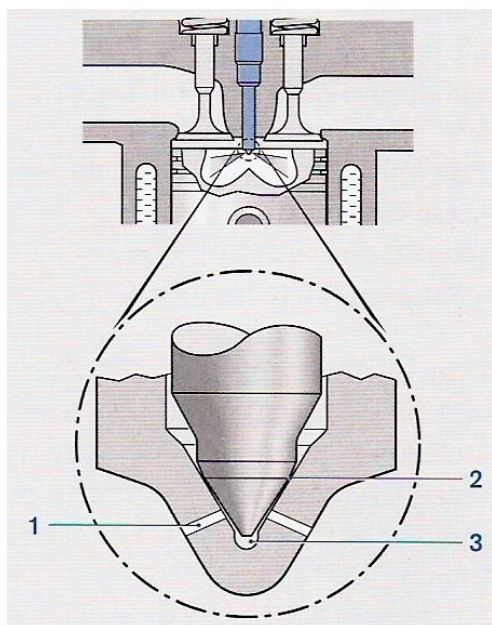
Legenda k obr. 1. 20:

- HÚ – horní úvrat',
- KW – úhel natočení klikové hřídele,
- NO_x – emise oxidů dusíku,
- HC – emise nespálených uhlovodíků,
- α – oblast optimálního počátku vstřikování.

Obr. 1. 20 Závislost množství emisí HC a NO_x na počátku vstřikování vzhledem k úhlu natočení klikové hřídele [28]

1.5.2 VSTŘIKOVACÍ TRYSKY

Vstřikovací trysky tvoří hranici mezi spalovacím prostorem (motorem) a vstřikovacím systémem. Mají za úkol dodat palivo do spalovacího prostoru tak, aby bylo co nejlépe rozprášeno a smícháno se vzduchem. To zaručují především otvory ve vstřikovací trysce, konkrétně jejich počet, velikost a také směr. Vstřikovací otvory mají zejména vliv na emise



oxidu dusíku a pevných částic. Důležité jsou též tzv. slepý vývrt a sedlo, jejichž geometrie a tvar mají vliv na emise nespálených uhlovodíků a hluk. Postavení těchto nejdůležitějších míst vstříkovací trysky ukazuje velmi názorně obr. 1. 21. [29, 32]

Legenda k obr. 1. 21:

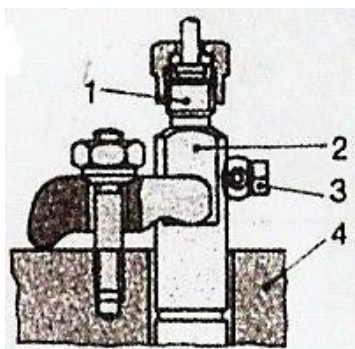
- 1 – vstříkovací otvor,
- 2 – sedlo,
- 3 – slepý vývrt.

Obr. 1. 21 Nejdůležitější místa vstříkovací trysky [32]

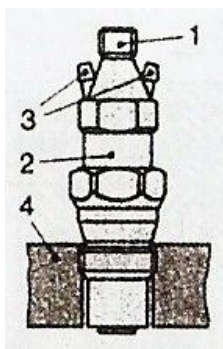
Vstříkovací trysky je možno rozdělit do několika hledisek:

➤ DLE ZPŮSOBU UPEVNĚNÍ

- Pomocí příruby (třmenu) a šroubu připevnit k hlavě válců.
- Zašroubovat trysku se závitem přímo do hlavy válců.
- Sjednotit (vyrobit dohromady) se vstříkovačem.



Obr. 1. 22 Uchycení držáku trysek pomocí třmenu [28]



Obr. 1. 23 Závitové uchycení držáku trysek [28]

Legenda k obr. 1. 22 a obr. 1.23:

- 1 – přípojka k vysokotlakému potrubí,
- 2 – vstříkovač,
- 3 – zpětné potrubí,
- 4 – hlava válců.

➤ DLE ZPŮSOBU VSTŘIKOVÁNÍ

- **Přímé**
- **Nepřímé**

➤ DLE KONSTRUKCE

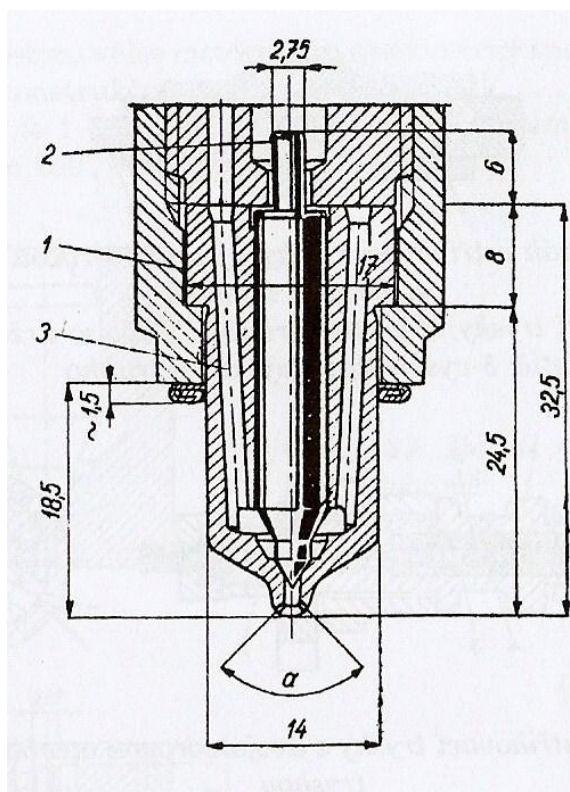
- **Uzavřené** (zavírá je jehla, která je ovládána různými způsoby)
- **Otevřené** (má stále otevřený vstříkovací otvor, což se ukazuje jako velmi nevýhodné vzhledem k chodu motoru a emisím, a proto se již nepoužívají)



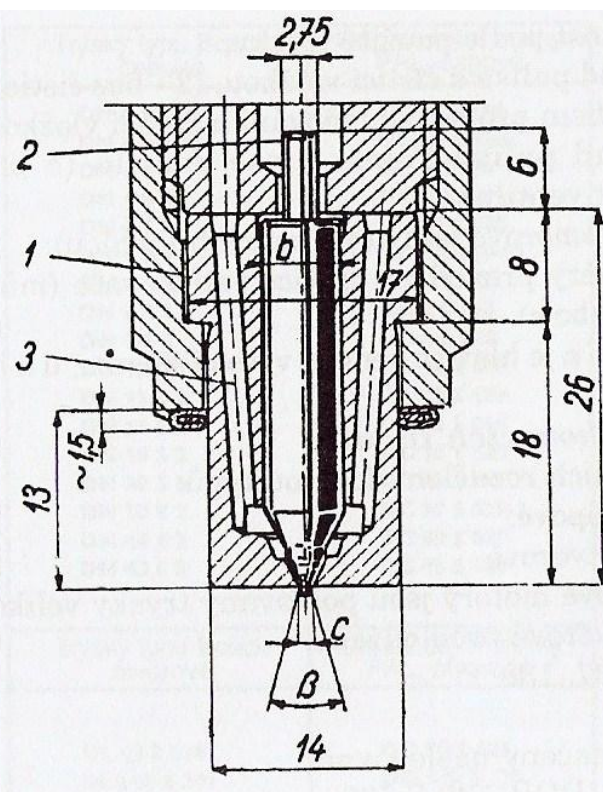
- DLE OTVORŮ

- **Čepové** (používají se obvykle u nepřímého vstřikování, vstřikovacím otvorem prochází čep, který je na konci uzavírací jehly, a proto je palivo vstřikováno ve tvaru mezikruží, resp. komolého kužele s vrcholovým úhlem až 60°)
- **Otvorové** (používají se obvykle u přímého vstřikování a tvar paprsků paliva vycházejícího z otvorů s průměrem 0,05 – 0,2 mm je přizpůsoben tvaru výřezu ve dně pístu)
 - **Jednotvorové** (používají se tam, kde není důvod pro velký úhel rozstříku paliva)
 - **Víceotvorové** (počet otvorů je 2 až 12 po 15 až 180°) [28]

V současné době (pro systém Common-Rail) jsou jednoznačně nepoužívanější víceotvorové uzavřené vstřikovací trysky se šesti až osmi otvory, které jsou vyrobeny společně se vstřikovačem. Jelikož jsou na ně kladeny ohromné požadavky, především z hlediska přesnosti a životnosti, není jednoduchá záležitost vybrat jejich materiál a vyrobit je. To se obvykle provádí speciálními druhy obrábění, jako je například elektroerozivní. [32]



Obr. 1. 24 Otvorová tryska [28]



Obr. 1. 25 Čepová tryska [28]

Legenda k obr. 1. 24 a obr. 1.25:

- 1- tryska,
2 – jehla trysky,
3 – přívod paliva.



2 VSTŘIKOVACÍ ZAŘÍZENÍ VZNĚTOVÝCH MOTORŮ

Vstřikovací zařízení vznětových motorů mají za úkol dodávat palivo do válců v daném množství a chvíli. To vše se musí provádět s dostatečnou přesností a do všech válců stejně. Hlavním parametrem je vstřikovací tlak, který se v různých systémech pohybuje v rozmezí 15 až 250 MPa. Vstřikovací systémy se obvykle skládají z nízkotlaké a vysokotlaké části (a také podtlakové). Část nízkotlaká zabezpečuje transport paliva z nádrže do vysokotlakého čerpadla a čištění a chlazení nafty. Část vysokotlaké zabezpečuje vznik vysokého tlaku a dopravu a vstříknutí nafty ve vhodném množství a správném čase do válce motoru. Rozdělení a použití systémů vstřikování (firmy Bosch) je přehledně uvedeno v následující tabulce.

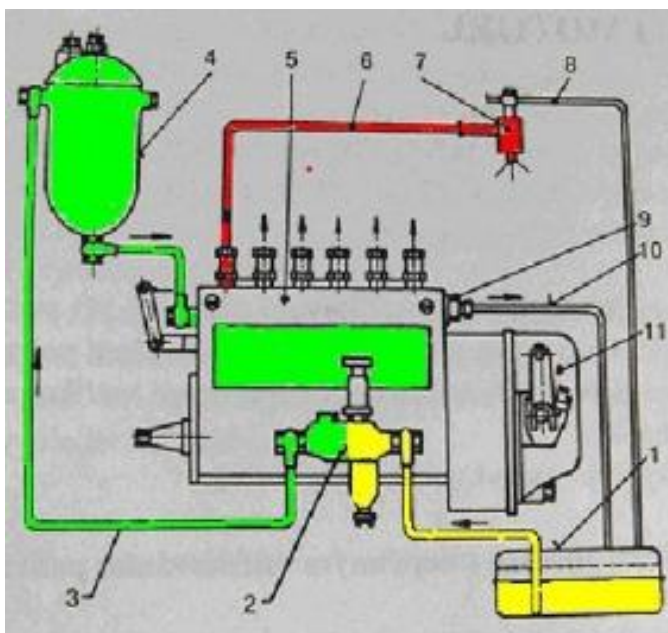
Tab. 2. 1 Použití různých vstřikovacích systémů od firmy Bosch [32]

	MOTORY MALÉ MECHANIZACE	MOTORY OSOBNÍCH AUTOMOBILŮ A LEHKÝCH UŽITKOVÝCH VOZIDEL	MOTORY PRACOVNÍCH STROJŮ A TRAKTORŮ	MOTORY TĚŽKÝCH UŽITKOVÝCH VOZIDEL A KAMIONŮ	MOTORY AUTOBUSŮ	MOTORY LODÍ A LOKOMOTIV
ŘADOVÁ VSTŘIKOVACÍ ČERPADLA	✓	✓	✓	✓	✓	✓
ROTAČNÍ VSTŘIKOVACÍ ČERPADLA	✓	✓	✓	✓		✓
SDRUŽENÉ VSTŘIKOVACÍ JEDNOTKY (ČERPADLO - TRYSKA)		✓	✓	✓	✓	
SDRUŽENÉ VSTŘIKOVACÍ SYSTÉMY (ČERPADLO - VEDENÍ - TRYSKA)			✓	✓	✓	✓
SYSTÉM COMMON - RAIL		✓	✓	✓	✓	✓
SAMOSTATNÁ JEDNOVÁLCOVÁ VSTŘIKOVACÍ ČERPADLA	✓		✓	✓	✓	✓

2.1 ŘADOVÁ VSTŘIKOVACÍ ČERPADLA

Tento systém se dělí na tři části podle velikosti tlaku, který v nich je, stejně jako je to barevně odděleno na obr. 2. 1. Nejnižší tlak panuje v **podtlakové části**, kde se nachází, jak už její název napovídá, mírný podtlak. Ta se skládá z nádrže, sacího koše, hrubého filtru, potrubí, zpětného ventilu a jedné části dopravního čerpadla. Další částí, ve které panuje tlak okolo 0,1 MPa (tedy 1 baru), se nazývá **nízkotlaká část**. Ta obsahuje především výtlačnou část dopravního čerpadla, jemný ventil a část vstřikovacího čerpadla. Dále zahrnuje ventil výtlačný, přetlakový a zpětný. Nejvyšší tlak v rozmezí 15 – 120 MPa je ve **vysokotlaké části**, která zahrnuje část vstřikovacího čerpadla, vysokotlaké potrubí, vstřikovače s tryskami a zpětné ventily. Nezbytnou částí je také zpětné odpadní potrubí, které vrací neupotřebenou naftu zpět do nádrže.

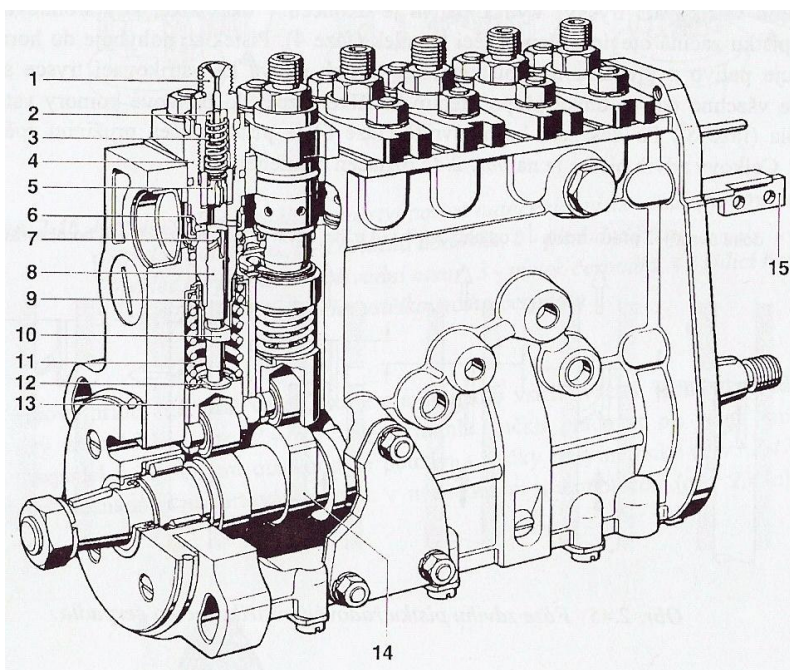
Základním prvkem tohoto systému je vstřikovací čerpadlo, které má pro každý válec motoru jeden element. Tyto elementy jsou zarovnané do řady a odtud vznikl název čerpadla. Hlavními prvky každého elementu čerpadla je válec čerpadla a píst, který je ovládán vačkou (vačkovým hřídelem) ve směru dodávky paliva a zpět je vracen pružinou. Počátek vzniku tlaku nastává při zavření sacího otvoru pístem. Jeho dalším pohybem se zvyšuje tlak a až je dostatečně velký, otevře se výtlačný ventil a palivo putuje vysokotlakým potrubím do vstřikovačů a následně přes vstřikovací trysku do spalovacího prostoru. [14, 28]



Legenda k obr. 2. 1:

- 1 – nádrž,
- 2 – dopravní čerpadlo,
- 3 – nízkotlaké palivové potrubí,
- 4 – palivový filtr,
- 5 – vstřikovací čerpadlo,
- 6 – vysokotlaké palivové potrubí,
- 7 – vstřikovač,
- 8 – odpadní potrubí,
- 9 – přetlakový ventil,
- 10 – přepadové potrubí,
- 11 – regulátor otáček.

Obr. 2. 1 Schéma systému s řadovým vstřikovacím čerpadlem [33]



Legenda k obr. 2. 2:

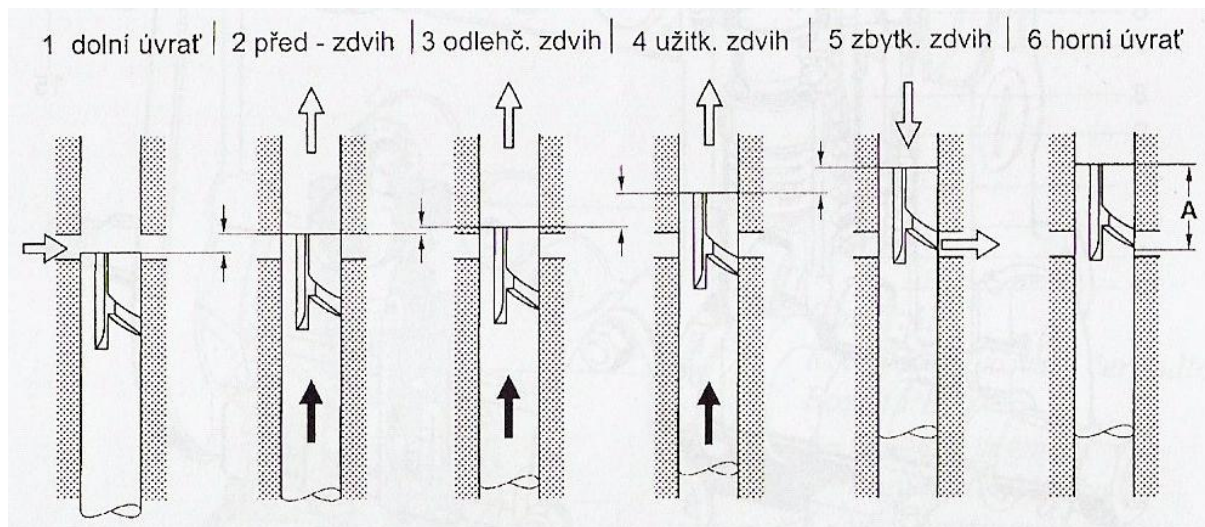
- 1 – držák výtlačného ventilu,
- 2 – vložka,
- 3 – pružina výtlač. ventilu,
- 4 – válec,
- 5 – výtlačný ventil,
- 6 – radiální otvory (kanály),
- 7 – regulační hrana,
- 8 – píst čerpadla,
- 9 – regulační objímka,
- 10 – osazení pístu,
- 11 – pružina pístu,
- 12 – pružinový talíř,
- 13 – zdvihátko,
- 14 – vačka (vačkový hřídel),
- 15 – regulační tyč.

Obr. 2. 2 Částečný řez řadovým vstřikovacím čerpadlem [28]

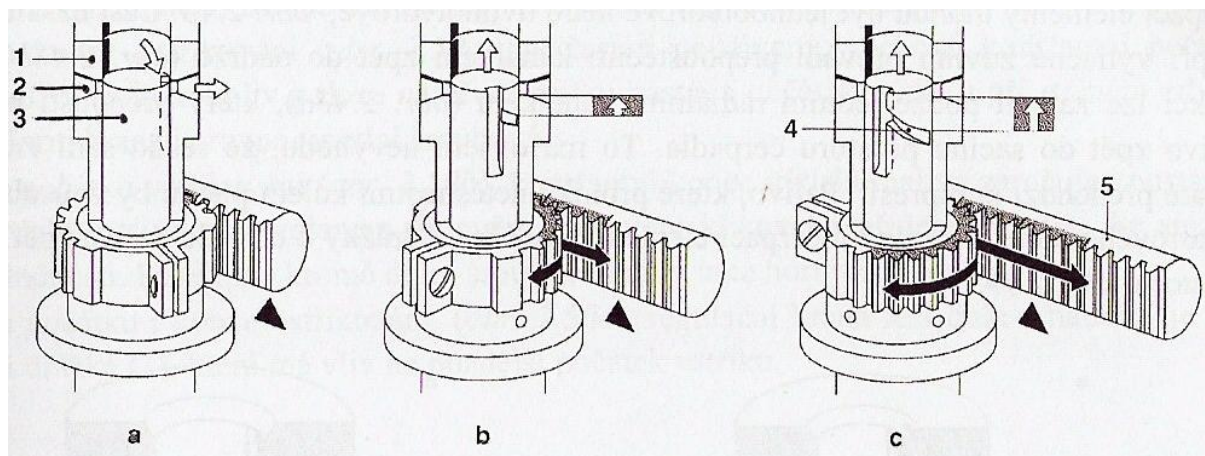
Pohyb pístku řadového čerpadla má několik fází (viz. obr. 2. 3). V první, tedy v dolní úvratí, se válec naplňuje palivem oběma otvory. V další fázi se otvory uzavřou a čerpadlo začíná dodávat palivo přes ventil ke vstřikovačům. Pístek se pohybuje směrem k horní úvratí a dodává palivo až do chvíle, kdy se regulační hrana setká s radiálními otvory. Doba (dráha pístu), kdy je palivo pouze stlačováno a posíláno do vysokotlakého potrubí se nazývá **užitečný zdvih**. Poté se otevře přepouštěcí kanál a palivo se vrací zpátky do palivové komory. Na obr. 2. 3 je označena kóta „A“, která značí **celkový zdvih** pístku. Mnohem důležitější hodnotou je ale užitečný zdvih. Ten, jak to názorně ukazuje obr. 2. 4, je možné plynule měnit



v rozmezí 0 až 100 % dodávky paliva pomocí hřebenové (ozubené) regulační tyče. V případě nulové dodávky se natočí pístek okolo své osy tak, aby přepouštěcí kanál byl neustále spojen s přívodním otvorem (celý objem paliva se vytlačuje zpět do palivové komory a užitečný zdvih je nulový). Dalším natáčením se spojení mezi přepouštěcím kanálem a přívodním otvorem zmenšuje a užitečný zdvih se zvětšuje (téměř až na hodnotu celkového zdvihu). Proto, aby bylo možno dobře regulovat počátek dodávky paliva, byl vynalezen systém **řadového vstřikovacího čerpadla se zdvihovými šoupátky**, která jsou kluzně uložena na pístech čerpadla. [14, 28, 35]



Obr. 2. 3 Etapy pohybu pístu řadového vstřikovacího čerpadla [28]



Obr. 2. 4 Způsob změny množství nafty otáčením pístu pomocí regulační ozubené tyče [28]

Legenda k obr. 2. 4:

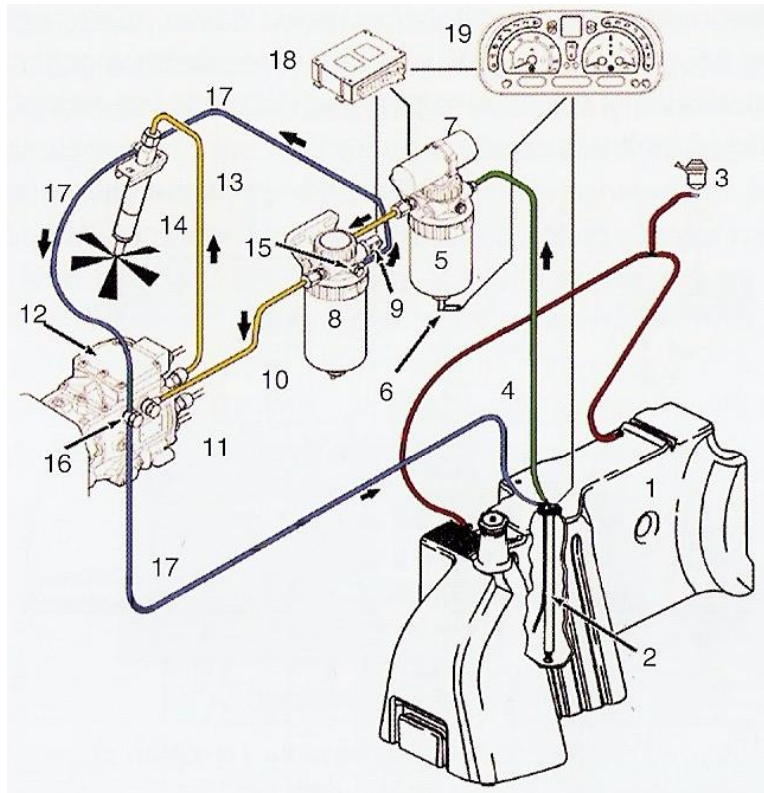
a – nedodává se žádné palivo,
b – dodává se částečné množství paliva,
c – dodává se maximální množství paliva,
1 – válec,

2 – radiální otvory (kanálky),
3 – píst,
4 – řídící hrana,
5 – regulační ozubená tyč.



2.2 ROTAČNÍ VSTŘIKOVACÍ ČERPADLA

Základní smysl systému s rotačním vstřikovacím čerpadlem je stejný jako u předchozího popisovaného systému s řadovým vstřikovacím čerpadlem. Jsou tu ovšem některé významné rozdíly. V nízkotlaké části neslouží pro dopravu paliva jedno nýbrž dvě čerpadla. Konkrétně zubové, a také lopatkové (křídlové), které je integrováno do rotačního vstřikovacího čerpadla. Druhým rozdílem je samotná konstrukce čerpadla, která vytváří vysoký tlak. Rotační vstřikovací čerpadlo má totiž pouze jediný element, který vytlačuje palivo do všech válců. To je poté rozdělováno „rozdělovacím pístkem“, který je také součástí vstřikovacího čerpadla. Toto rotační čerpadlo má oproti řadovému nespornou výhodu v menších rozměrech a hmotnosti, a také dokáže vytvořit tlak paliva až na hodnotu 1850 barů, tedy 185 MPa. [14, 36, 41]



Obr. 2. 5 Schéma systému s rotačním vstřikovacím čerpadlem [14]

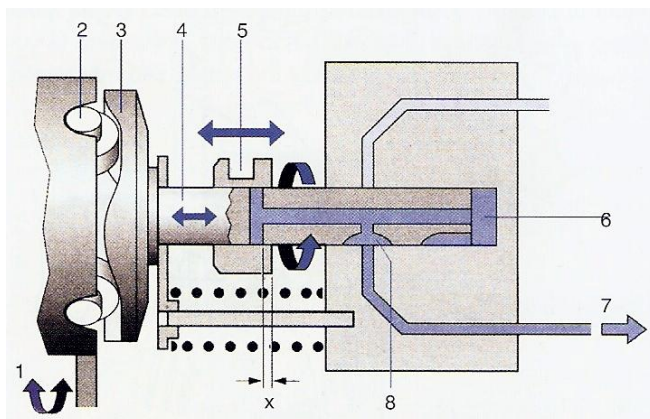
Legenda k obr. 2. 5:

- | | |
|---|--|
| 1 – nádrž, | 10 – přívod do vstřikovacího čerpadla, |
| 2 – snímač hladiny paliva, | 11 – vstřikovací čerpadlo, |
| 3 – odvzdušnění nádrže, | 12 – elektronická jednotka čerpadla, |
| 4 – sací potrubí, | 13 – vysokotlaké potrubí, |
| 5 – hrubý čistič paliva s odlučovačem vody, | 14 – vstřikovač, |
| 6 – snímač vody v palivu, | 15 – přetlakový ventil, |
| 7 – elektrické dopravní čerpadlo, | 16 – přetlakový ventil, |
| 8 – jemný čistič paliva, | 17 – vratné přepadové potrubí, |
| 9 – snímač tlaku paliva, | 18 – řídicí jednotka motoru, |
| | 19 – zobrazovací jednotka. |

Existují dva typy rotačních vstřikovacích čerpadel. Prvním je **rotační vstřikovací čerpadlo s axiálním pístem** (viz. obr. 2. 6), jehož „srdcem“ je rotační rozdělovací píst, který rotuje společně s vačkovým kotoučem, tvoří vysoký tlak a dělí ho k jednotlivým válcům motoru. Rotační a translační pohyb pístu zároveň zabezpečuje právě vačkový kotouč, který je odvalován po prstenci kladek. Existuje pravidlo, že kolik válců motor má, tolik dvojzdvihů musí vykonat píst během jedné otáčky hřídele. Postupem času z důvodu nedostatečně velkého vytvořeného tlaku paliva nahradilo rotační vstřikovací čerpadlo s axiálními písty **rotační**



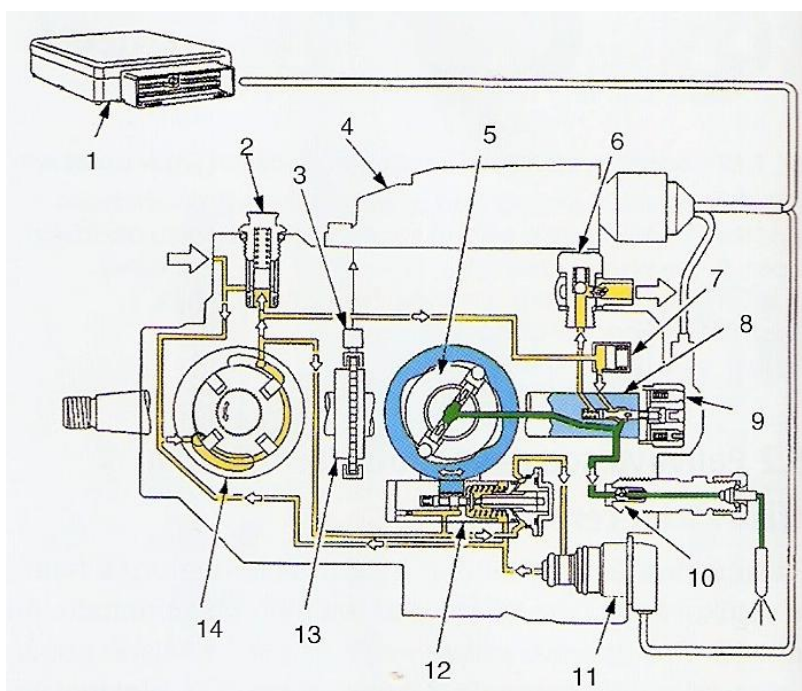
vstříkovací čerpadlo s radiálními písty (obr. 2. 7). Opět se v jeho vnitru nachází vačkový kotouč, nyní ale s dvěma až čtyřmi radiálními písty. Tentokrát na počtu válců motoru závisí počet výstupků vačkového kotouče, po kterém se odvalují válečky. Ty odvalováním posouvají písty proti sobě a palivo je vytlačováno přes rozdělovač a vysokotlaké potrubí ke vstříkovačům. U obou čerpadel ještě existují přídatná zařízení, která mohou regulovat počátek vstříkování nebo množství vstříkovaného paliva. [14, 36, 41]



Legenda k obr. 2. 6:

- 1 – přesuvník vstříku,
- 2 – prstenec s kladkami,
- 3 – vačkový kotouč,
- 4 – píst,
- 5 – šoupátko,
- 6 – vysokotlaký prostor,
- 7 – přívod ke vstříkovači,
- 8 – kanálek pístu,
- x – užitečný zdvih pístu.

Obr. 2. 6 Podstata vstříkovacího rotačního čerpadla s axiálním pístem [14]



Legenda k obr. 2. 7:

- 1 – řídicí jednotka,
- 2 – ventil regulace tlaku,
- 3 – snímač úhlu otáčení,
- 4 – řídicí jednotka čerpadla,
- 5 – vysokotlaké čerpadlo,
- 6 – škrťací ventil,
- 7 – ventil pro udržování tlaku,
- 8 – těleso rozdělovače,
- 9 – elektromagnetický ventil,
- 10 – výtlakový ventil,
- 11 – elektromagnetický ventil přesuvníku vstříku,
- 12 – přesuvník vstříku,
- 13 – snímač úhlu otáčení,
- 14 – lopatkové (křídlové) čerpadlo.

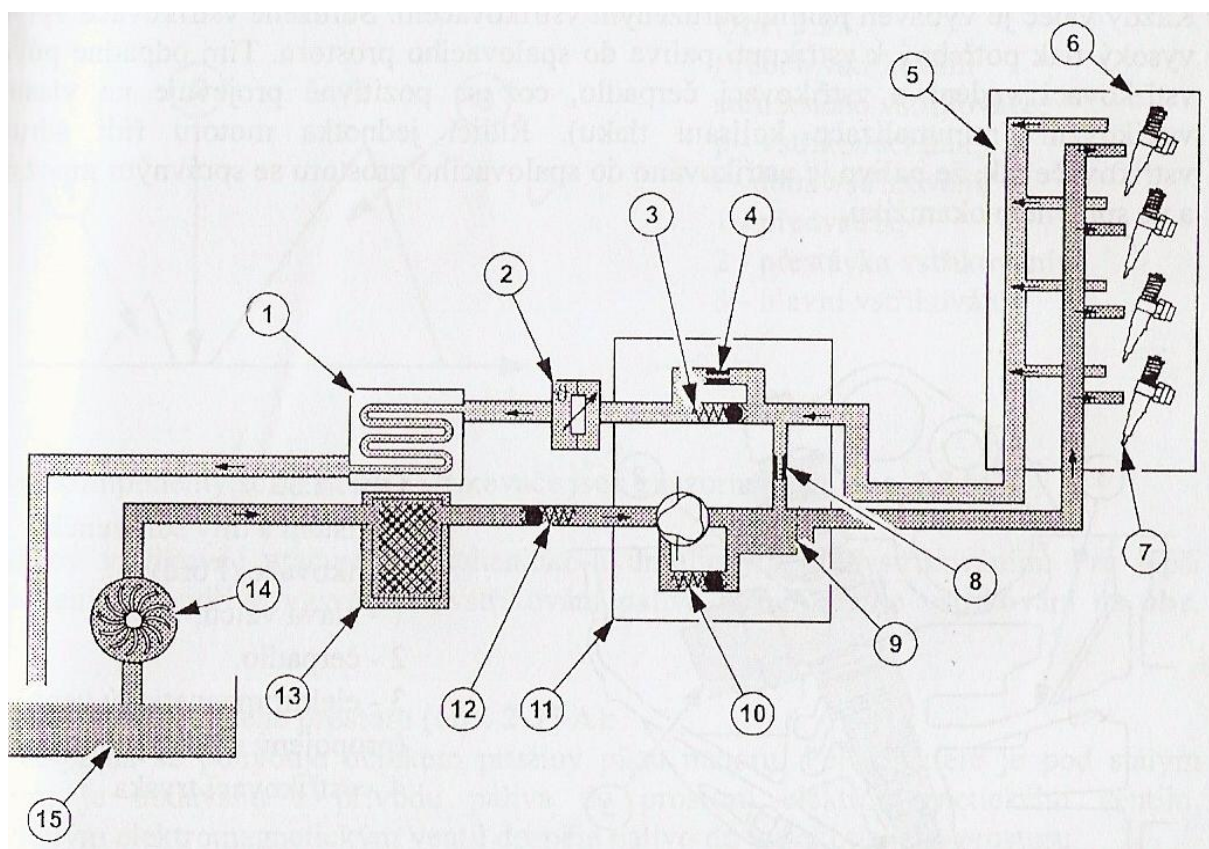
Obr. 2. 7 Schéma rotačního vstříkovacího čerpadla s radiálními písty [14]

2.3 SDRUŽENÉ VSTŘIKOVACÍ JEDNOTKY

Tento systém je znám pod názvem ČERPADO – TRYSKA, dále také pod označením UIS, což je zkratka z anglických slov Unit Injector System, a též pod německou zkratkou PD (Pumpe Düse). Sdružené vstříkovací jednotky se od předchozích dvou popisovaných systémů vstříkování naprosto liší, a to především tím, že ke své práci vůbec nepotřebují vstříkovací



čerpadlo a vysokotlaké potrubí. Jejich absence přisuzuje tomuto systému mnoho výhod, zejména skutečnost, že nedochází ke ztrátám tlaku ve vysokotlakém potrubí, a proto je schopený dosáhnout vstřikovacího tlaku až 2050 barů, tedy 205 MPa. [14, 36, 42, 43]



Obr. 2. 8 Vstřikovací systém se sdruženými vstřikovacími jednotkami [36]

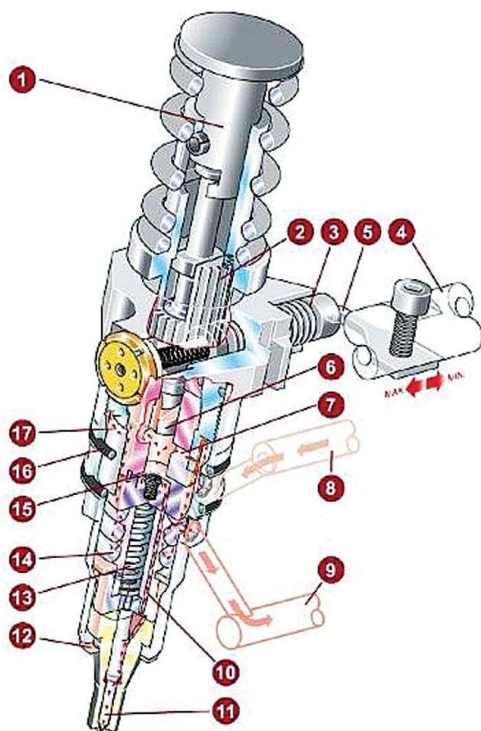
Legenda k obr. 2. 8:

- | | |
|---|--|
| 1 – chladič paliva, | 9 – síto, |
| 2 – snímač teploty paliva ve zpětném toku, | 10 – omezovací tlakový ventil v přívodu, |
| 3 – omezovací tlakový ventil ve zpětném toku, | 11 – mechanické palivové čerpadlo, |
| 4 – obtok se škrticím otvorem, | 12 – zpětný ventil, |
| 5 – rozdělovač paliva, | 13 – čistič paliva, |
| 6 – hlava válců, | 14 – elektrické palivové čerpadlo, |
| 7 – sdružený vstřikovač, | 15 – palivová nádrž. |
| 8 – škrticí otvor, | |

Jak celý systém tedy funguje? Jeho nízkotlaká část se nijak neodlišuje od té, kterou používá systém s řadovými vstřikovacími čerpadly, tedy (jak ukazuje obr. 2. 8) nádrž, palivové čerpadlo, filtr, mechanické čerpadlo a omezovací a tlakový ventil. Stejně tak je tomu i u zpětného odpadního potrubí. Nízkotlaká část je pak zakončena „rozdělovačem paliva“, který přiděluje palivo do vstřikovacích jednotek, které jsou nejdůležitější částí systému (pro každý válec jedna tato jednotka). Zjednodušeně by se dalo říci, že jedna tato jednotka v sobě sdružuje vstřikovací čerpadlo, vysokotlaké potrubí, vstřikovač se vstřikovací tryskou a řídicí jednotku, což značí fakt, že je její konstrukce velmi náročná, a to je jedna z nevýhod tohoto



systému. Jak konkrétně tato jednotka vypadá, ukazuje obr. 2. 9. Píst jednotky pohání vačkový hřídel, buď přímo přes zdvihátko nebo přes vahadlo. Vačka má velmi příkrý náběh, aby se vysoký tlak vytvořil velmi rychle a pozvolný úběh, čímž se píst plynule vrátí do výchozí polohy. [14, 36, 42, 43]



Legenda k obr. 2. 9:

- 1 – píst čerpadla,
- 2 – ozubené kolo nastavující vstř. množství,
- 3 – elektromagnetický ventil nebo ovládací tyč,
- 4 – palivová tyč,
- 5 – nastavovací páčka,
- 6 – vyrovnávací píst,
- 7 – únikový otvor,
- 8 – přívodní palivové potrubí,
- 9 – zpětné palivové potrubí,
- 10 – vysokotlaké přívodní potrubí,
- 11 – vstřikovací tryska,
- 12 – měděný těsnící kroužek,
- 13 – pružina prvního stupně,
- 14 – pružina druhého stupně,
- 15 – tlakový ventil,
- 16 – O-kroužek,
- 17 – O-kroužek.

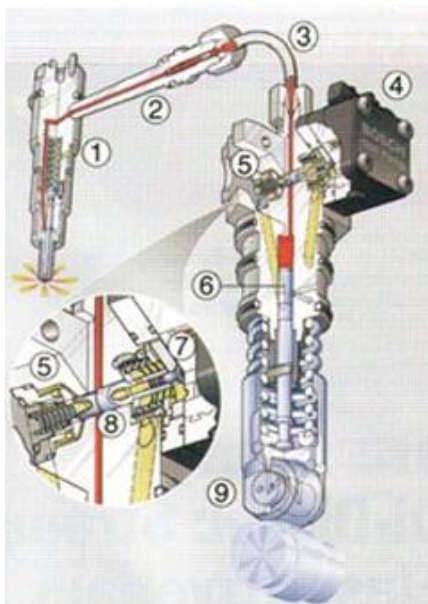
Obr. 2. 9 Sdružená vstřikovací jednotka (vstřikovač) [37]

2.4 SDRUŽENÉ VSTŘIKOVACÍ SYSTÉMY

Sdružené vstřikovací jednotky jsou známy pod několika označeními. Tím ryze českým způsobem se nazývá ČERPADOLO – VEDENÍ – TRYSKA. Dále jsou také označovány dvěma zkratkami – UPS (Unit Pump System) a PLD (Pumpe Leitung Düse). Princip celého systému je naprosto totožný předchozím systémem „sdružené vstřikovací jednotky“ s tím rozdílem, že vstřikovací čerpadlo (opět poháněné vačkou) je se vstřikovací tryskou spojen vysokotlakým potrubím. Jak to tedy ukazuje obr. 2. 10, již není vše zakomponované v jednom celku (jednotce). [14, 42, 44]

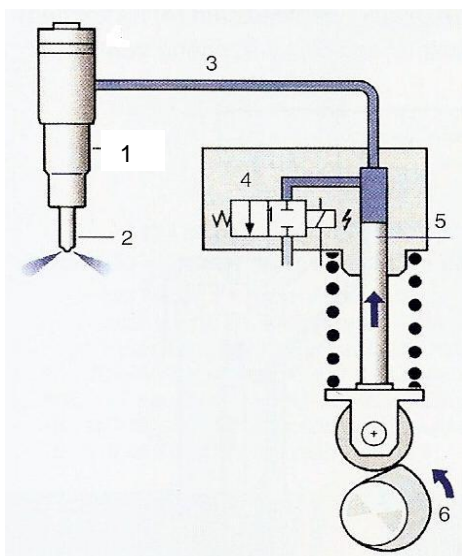
Legenda k obr. 2. 10:

- | | |
|-------------------------------|----------------------|
| 1 – vstřikovací tryska, | 6 – píst čerpadla, |
| 2 – přívod paliva, | 7 – mezipříruba, |
| 3 – vysokotlaké potrubí, | 8 – pružina ventilu, |
| 4 – elektromagnetický ventil, | 9 – poháněcí vačka. |
| 5 – doraz ventilu, | |



Obr. 2. 10 Sružený vstřikovací systém [38]

Opět platí, že pro každý válec motoru je jeden tento vstřikovací systém: vstřikovací čerpadlo zabudované v hlavě motoru a poháněné vačkovou hřídelí, krátké vysokotlaké potrubí spojující čerpadlo a trysku a vstřikovací tryska (vstřikovač), která rozprašuje palivo do spalovacího prostoru. Mezi výhody tohoto systému oproti sdruženým vstřikovacím jednotkám tedy patří zejména lepší a jednodušší konstrukce, lehčí opravitelnost a snadnější zástavba na motor. Naopak nutnost použití vysokotlakého potrubí a ztráty tlaku v něm jsou nevýhodou. Regulace začátku a doby vstřikování se stejně jako u sdružených jednotek provádí elektromagnetickým ventilem. [14, 42, 44]



Legenda k obr. 2. 11:

- 1 – vstřikovač,
- 2 – vstřikovací tryska,
- 3 – vysokotlaké potrubí,
- 4 – elektromagnetický ventil,
- 5 – píst čerpadla,
- 6 – vačková hřídel.

Obr. 2. 11 Princip sdruženého vstřikovacího systému [14]

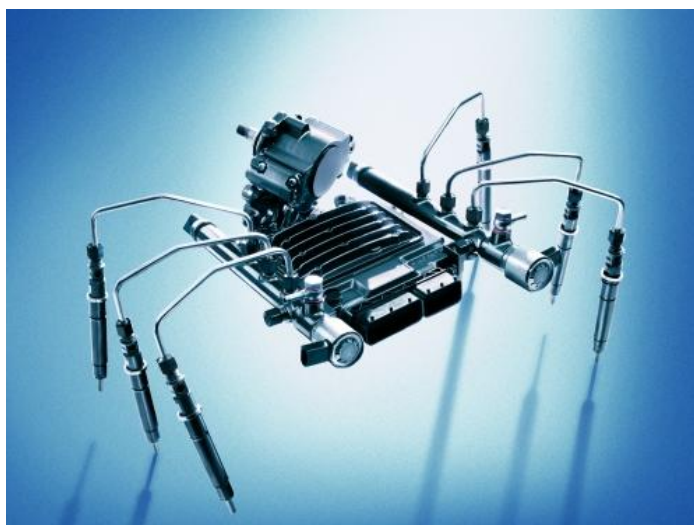
2.5 SAMOSTATNÁ JEDNOVÁLCOVÁ VSTŘIKOVACÍ ČERPADLA

Tato čerpadla jsou svoji podstatou totožná k řadovým vstřikovacím čerpadlům, avšak nemají vlastní vačkový hřídel. Každý válec má svoje vlastní vstřikovací čerpadlo. Samostatná jednoválcová vstřikovací čerpadla, která dokážou vyvinout vstřikovací tlak až 1800 barů, jsou zabudována často hluboko v motoru, a proto se vysloužila název „zásuvná čerpadla“. Přesun paliva ke konvenčním vstřikovačům se děje pomocí vysokotlakého potrubí. Tento systém se používá u motorů malé mechanizace nebo u velkých vznětových motorů (lodě, lokomotivy, stavební stroje). [31, 45]



3 VSTŘIKOVACÍ SYSTÉM COMMON-RAIL

Common-Rail je systém vstřikování pro vznětové motory s přímým vstřikováním nafty. Je to také v současné době nejpoužívanější systém pro moderní diesellové motory. Svoji oblibu si získal především díky variabilním možnostem použití a díky vysokým vstřikovacím tlakům, které dokáže vyvinout, čímž je zaručena vysoká účinnost spalování. Dalším důvodem a zároveň jeho podstatou je oddělení vytváření vysokého tlaku paliva a vstřikování. Nafta je pod tlakem připravena v tlakovém zásobníku (Railu), a poté je pomocí vstřikovače, který je řízen elektronickou řídicí jednotkou, vstříknuta do válce motoru. Všechny zmíněné výhody motorů využívající vstřikovací systém Common-Rail významně přispívají ke zlepšení výstupních parametrů motoru jako například výkon, spotřeba, emise a další, což je vzhledem ke zvyšujícím se požadavkům na ně rozhodně kladné zjištění.



Obr. 3. 1 Systém Common-Rail od firmy DELPHI [46]

3.1 HISTORIE A VÝVOJ SYSTÉMU COMMON-RAIL

První zmínky o systému Common-Rail mají původ již je 20. letech minulého století. Tehdy byl „modifikovaný“ systém Common-Rail použit pro velké vznětové motory lodí a lokomotiv pro vstřikování i těžkých topných olejů. Jednalo se o velmi jednoduchý systém, který dokázal vyvinout vstřikovací tlak zhruba 600 barů a regulace se prováděla pomocí proměnného zdvihu vstřikovacího čerpadla.



Obr. 3. 2 Hino Raising Ranger [47]

Reálnou podobu začínal mít systém Common-Rail až o padesát let později, tedy kolem roku 1960, kdy byl Švýcarem Robertem Hubertem vytvořen první prototyp tohoto vstřikovacího systému. Toho se chytla vysoká škola (Swiss Federal Institute of Technology) ve švýcarském Curychu, která vyvíjela systém Common-Rail až do roku 1992.

Nápadu se také chytla japonská firma Denso Corporation, která se vývojem a výrobou zabývá dodnes, a která vyrobila, zabudovala a úspěšně odzkoušela první systém Common-Rail pro těžká



nákladní vozidla. Konkrétně svůj systém nazvala ECD-U2 a vybavila jím vůz Hino Raising Ranger (viz. obr. 3. 2), který se účastní legendárního závodu Rally Dakar.

Na vývoji systému pro osobní vozidla a uvedení prvního systému do provozu, který však ještě nebyl vyráběn sériově, se podílela automobilka Fiat, která představila Common-Rail pro osobní vozidla již v roce 1989 pod názvem „UniJet“.

Do evoluce kolem této vstřikovací soustavy se ovšem také v té době zapojila firma, která je dnes největším a nejznámějším producentem systému – firma Robert Bosch GmbH. Ta totiž zakoupila v roce 1993 patenty na tento výrobek a rozvíjela systém ve spolupráci s již zmíněnou společností Fiat. V roce 1997 byla uvedena do sériové výroby 1. generací systému Common-Rail pro osobní vozidla. Tou byla vybavena vozidla Alfa Romeo 156 1,9 JTD a Mercedes-Benz C 220 CDI (viz. následující obrázky). [29, 50, 51]



Obr. 3. 3 Alfa Romeo 156 1,9 JTD [48]



Obr. 3. 4 Mercedes-Benz C 220 CDI [49]

Tab. 3. 1 Přehled generací systému Common-Rail (od firmy Bosch) [32, 51]

GENERACE COMMON-RAIL	OD ROKU	DRUH VOZIDEL	VSTŘIK. TLAK [bar]	VSTŘIKOVAČ	VYSOKOTL. ČERPADLO
1. GENERACE	1997	OSOBNÍ	1350 - 1450	S ELMAG. VENTILEM	CP1
		NÁKLADNÍ	1400	S ELMAG. VENTILEM	CP2
2. GENERACE	2001	OSOBNÍ i NÁKLADNÍ	1600	S ELMAG. VENTILEM	CP1H, CP3
3. GENERACE	2003	OSOBNÍ	1600 - 1800	PIEZOELEKT.	CP1H, CP3
		NÁKLADNÍ	1800	S ELMAG. VENTILEM	CP3
4. GENERACE	2008	OSOBNÍ i NÁKLADNÍ	2000 - 2200	S ELMAG. VENTILEM A HYDRAULIC. ZESILOVAČEM TLAKU	CP4

Vývoj a výroba systému Common-Rail od zmíněného roku 1997 pokračuje samozřejmě dále. Jak ukazuje tab. 3. 1, firma Bosch již od doby zahájení sériové výroby představila čtyři generace tohoto systému, které se také konstrukčně liší podle druhu vozidel, pro které je vstřikovací soustava použita. Všechny generace se liší vysokotlakými čerpadly, u nichž



dochází k neustálé modernizaci a zvyšování tlaku paliva. Dále je velká pozornost při vývoji věnována vstřikovačům. Běžně se používá klasický vstřikovač s elektromagnetickým ventilem, avšak od roku 2004 se pro osobní vozidla využívá piezoelektrický vstřikovač, který vykazuje lepší reakce. Pro 4. generaci Common-Rail byl zkonstruován vstřikovač s hydraulickým zesilovačem tlaku. Další odlišností systému je možnost pilotních vstřiků a dovstřiků. Poslední důležitou odlišností všech generací je způsob regulace tlaku a množství paliva v systému. Firma Robert Bosch GmbH samozřejmě není jediná, která vyrábí systém Common-Rail. Mezi nejznámější patří například: Denso Corporation, Delphi Automotive systems, Siemens VDO a další. [29, 51, 52]

3.2 OZNAČENÍ SYSTÉMU COMMON-RAIL

Od zavedení systému Common-Rail do sériové výroby do drtivé většiny automobilových společností uběhlo již spousta let. Za tu dobu si každý automobilový koncern zvolil své vlastní označení pro vstřikování Common-Rail. Některé automobilky dokonce používají více označení pro jediný systém, a proto z této skutečnosti může být leckterý uživatel různých vozidel zmatený. Pro větší přehlednost a orientaci jsou zde uvedeny dle abecedy nejznámějších značky vozidel a vedle nich zkratka, kterou označují vozidla s motory, které využívají vstřikovací systém Common-Rail: [50, 51, 53]

Alfa Romeo	JTD	Jaguar	CDI	Peugeot	HDi
Audi	TDI	Jeep	CDI	Renault	dTi, DCi
BMW	D	Iveco	JTD	Scania	XPI
Citroen	HDi	Isuzu	iTEQ	Seat	TDI
Daewoo	VCDi	Kia	CRDi	SsangYong	XD
Fiat	JTD	Lancia	JTD	Subaru	TD
Ford	TDCi	Mazda	MZR-CD	Škoda	TDI
Honda	i-CTDi	Mercedes	CDI	Tata	DICOR
Hyundai	CRDi	Mitsubishi	DI-D	Toyota	D-4D
Chevrolet	VCDi	Nissan	dCi	Volkswagen	TDI
Chrysler	CRD	Opel	CDTi	Volvo	D

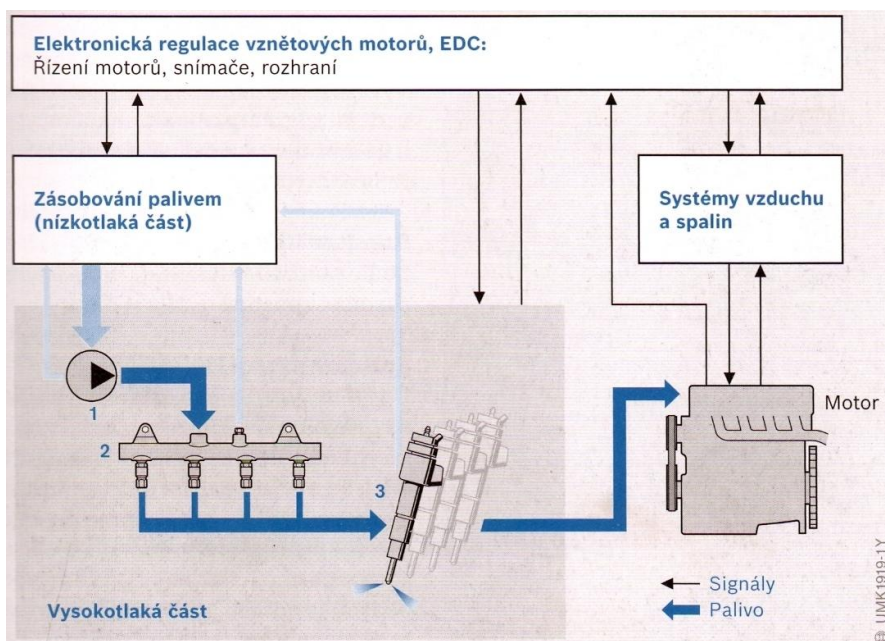
3.3 PODSTATA SYSTÉMU COMMON-RAIL

Základní stavba systému Common-Rail se na první pohled od ostatních systémů vstřikování nafty neliší, tedy nízkotlaká část, vysokotlaká část a obě spojeny potrubím (nízkotlakým, vysokotlakým a zpětným), jak to ukazuje obr. 3. 5. Tím ovšem veškerá shodnost končí. U předchozích systémů zmíněných v 2. kapitole existuje závislost mezi vytvářením tlaku paliva a vstřikováním paliva. To je u systému Common-Rail odděleno, což má nespornou výhodu.

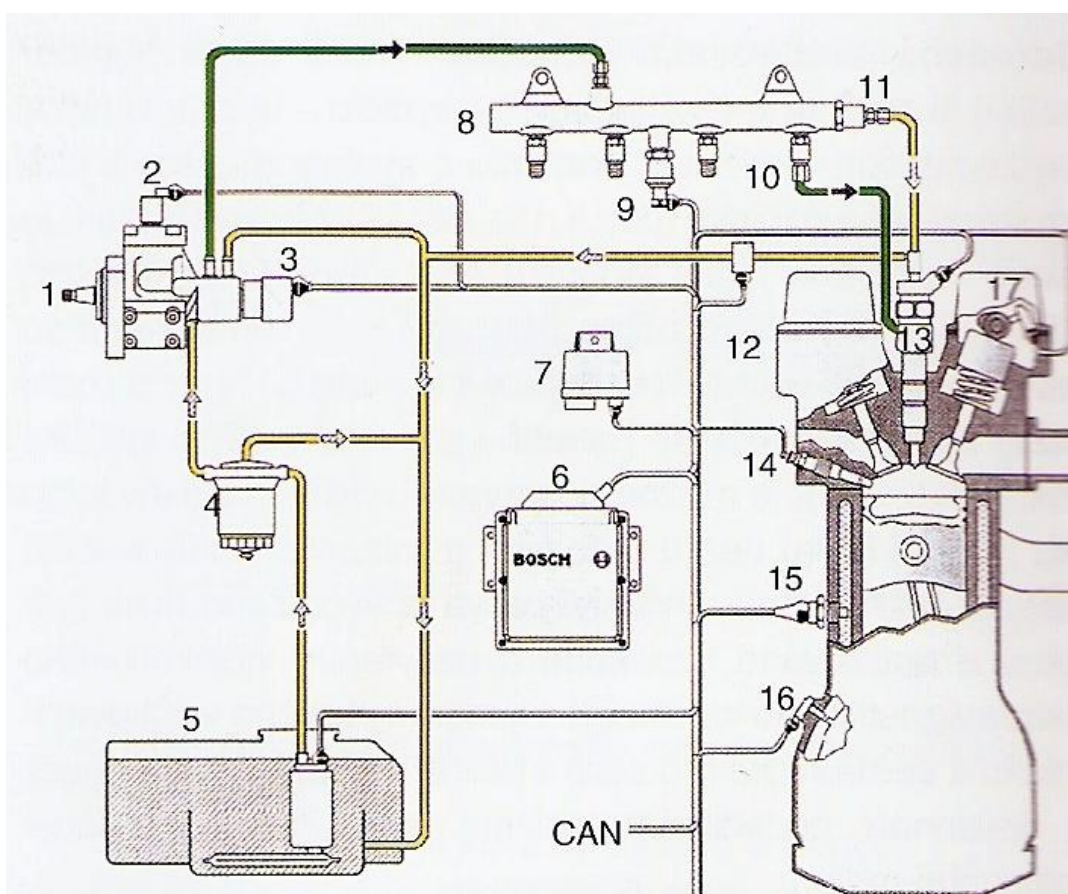
Nízkotlaká část systému Common-Rail se od ostatních vstřikovacích soustav významně neliší. Detailně bude popsána v kapitole 3.4. Vysokotlaká část tohoto systému je zcela specifická (viz. obr. 3. 6). Vysokotlaké vstřikovací čerpadlo (pozice 1) vytvoří vysoký tlak nezávisle na otáčkách motoru a vstřikovaném množství a „pošle“ ho vysokotlakým potrubím (na obr. 3. 6 zelené barvy) do tlakového zásobníku (Railu – pozice 8), kde je připraveno pod tlakem ke vstřikování a odtud je poté dopravováno do jednotlivých vstřikovačů (pozice 13). Nezbytnou součástí systému Common-Rail je také elektronická řídicí jednotka (pozice 6),



kteřá na základě hodnot zjištěných pomocí snímačů a čidel stanoví čas a tlak vstřikování. Vstřikované množství je určeno polohou pedálu. [31, 32]



Obr. 3. 5 Systémové celky vznětového motoru se vstřikovací soustavou Common-Rail [32]



Obr. 3. 6 Systémové celky vznětového motoru se vstřikovací soustavou Common-Rail [32]



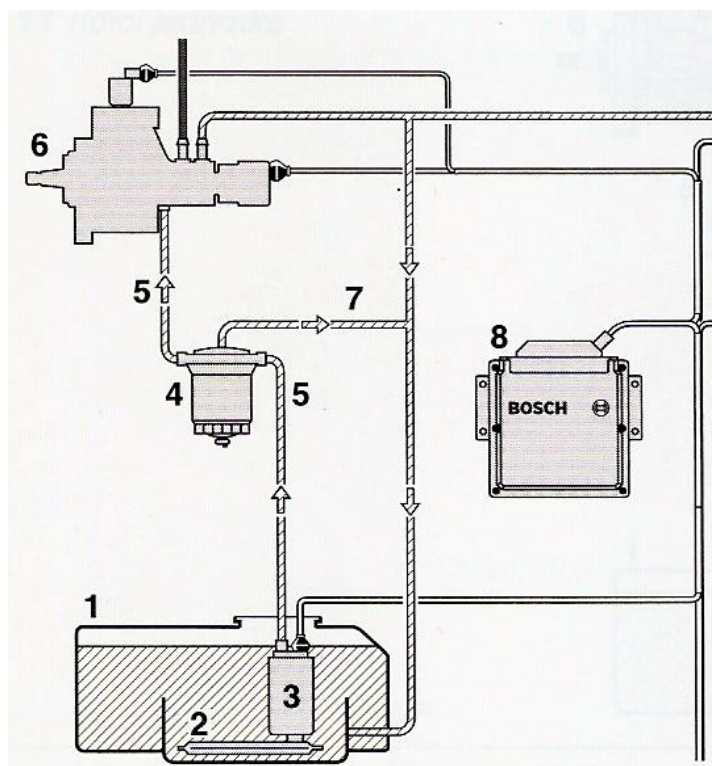
Legenda k obr. 3. 6:

- | | |
|----------------------------------|--------------------------------------|
| 1 – vysokotlaké čerpadlo, | 10 – omezovač průtoku, |
| 2 – odpojovací ventil elementu, | 11 – pojistný ventil, |
| 3 – regulační ventil tlaku, | 12 – snímač teploty paliva, |
| 4 – palivový filtr, | 13 – vstřikovače, |
| 5 – palivová nádrž, | 14 – žhavicí svíčka, |
| 6 – řídicí jednotka, | 15 – snímač teploty chlad. kapaliny, |
| 7 – napájení žhavicí svíčky, | 16 – snímač otáček klik. hřídele, |
| 8 – vysokotlaký zásobník (Rail), | 17 – snímač otáček vačkové hřídele. |
| 9 – snímač tlaku v Railu, | |

3.4 NÍZKOTLAKÁ ČÁST SYSTÉMU COMMON-RAIL

Nízkotlaký palivový okruh vstřikovací soustavy Common-Rail se nikterak výrazně neliší od konvenčních způsobů vstřikování. Jeho základními úkoly tedy jsou uchovávat, filtrovat a kontinuálně dodávat palivo do vysokotlaké části, konkrétně vysokotlakému čerpadlu. V případě některých soustav je do nízkotlaké části přidáváno chlazení paliva, zejména u nákladních vozidel a pracovních strojů.

Mezi základní prvky nízkotlaké části tedy patří palivová nádrž, která uchovává palivo, předřadný (hrubí) filtr, který se používá v zemích, kde se prodává nekvalitní nafta. Dopravu paliva v nízkotlaké části zajišťuje podávací (palivové) čerpadlo, které může být umístěno v nádrži (způsob nazvaný InTank) nebo může být součástí vysokotlakého čerpadla, a nebo může být umístěno samostatně na palivovém potrubí (čemuž se také říká InLine). Nezbytnou součástí nízkotlaké části je hlavní palivový filtr, který zbavuje palivo nečistot a vody. V této části systému Common-Rail je palivo dopravováno nízkotlakým potrubím, ve kterém se pohybuje tlak paliva v rozmezí 1 – 5 bar. Do nízkotlaké části patří též zpětné potrubí, ve



kterém se nachází tlak 0,6 – 0,9 bar. Toto potrubí vede nepotřebné palivo zpět do nádrže z vysokotlaké části, konkrétně z vysokotlakého čerpadla, tlakového zásobníku a vstřikovačů. V případě, že vstřikovací soustava obsahuje chladič paliva, je umístěn na zpětném potrubí, jelikož je palivo ve vysokotlaké části vlivem jeho stlačování zahříváno. Mezi další součásti nízkotlakého okruhu patří regulační a tlakové ventily a předehřívač paliva, který může být součástí palivového filtru. [31, 32, 29]

Obr. 3. 7 Schéma nízkotlaké části vstřikovací soustavy Common-Rail [31]



Legenda k obr. 3. 7:

- | | |
|-----------------------------------|---|
| 1 – palivová nádrž, | 5 – nízkotlaké potrubí, |
| 2 – předřadný filtr, | 6 – vysokotlaké čerpadlo (nepatří do nízkotlaké části), |
| 3 – podávací (palivové) čerpadlo, | 7 – zpětné potrubí, |
| 4 – hlavní filtr, | 8 – řídicí jednotka. |

3.4.1 PALIVOVÁ NÁDRŽ

Palivová nádrž slouží primárně ke skladování paliva. I přesto, že slouží k tak jednoduchému účelu, jsou na ni kladeny vysoké požadavky, a to zejména vzhledem k jejímu materiálu a její těsnosti. Vzhledem k tomu, že palivo (nafta) obsahuje vodu vázanou nebo volnou, která vzniká díky kondenzaci při velkých teplotních změnách, musí být materiál palivové nádrže odolný vůči korozi. Těsnost palivové nádrže je testována tlakem paliva 0,3 bar, tedy asi dvojnásobkem skutečného tlaku paliva v nádrži. Nafta nesmí z palivové nádrže unikat za žádnou cenu, tedy ani v případě velkého naklopení hladiny paliva, což nastává například při jízdě po nakloněné rovině, průjezdu zatáčkou, brzdění, nebo nárazu vozidla do překážky. Požadavky na palivovou nádrž jsou dány zákonnými ustanoveními. Mezi nejdůležitější požadavky patří fakt, že palivová nádrž nesmí být umístěna v blízkosti motoru z důvodu rizika vzniku požáru, zejména při dopravních nehodách. Legislativní požadavky jsou speciální i v případě vozidel, která jsou primárně určena pro přepravu osob. [31, 32]

3.4.2 PODÁVACÍ (PALIVOVÉ) ČERPADLO

Palivové čerpadlo dodává nepřetržitě a pod stálým tlakem palivo z palivové nádrže přes filtr do vysokotlaké části (palivovém čerpadlu), a to při jakémkoliv provozním stavu. Druhým a nezbytným jeho úkolem je přerušení dodávky paliva. Existují dvě základní provedení tohoto čerpadla: válečkové (elektrické) a zubové (mechanické). V některých vstříkovacích soustavách je možné využít oba tyto druhy najednou. Dalším čerpadlem, které se vyskytuje v palivových soustavách vznětových motorů, je tandemové čerpadlo, a však to se ve spojitosti se systémem Common-Rail příliš nevyužívá. [31, 32]

VÁLEČKOVÉ LAMELOVÉ ČERPADLO

Tento druh čerpadla je poháněn elektricky a obvykle umístěn v palivové nádrži nebo je zastavěno do potrubí. Obvykle je používán u osobních vozidel, popřípadě u menších nákladních vozidel. Výhodou tohoto čerpadla je, že jeho otáčky jsou nezávislé na otáčkách klikového hřídele motoru.

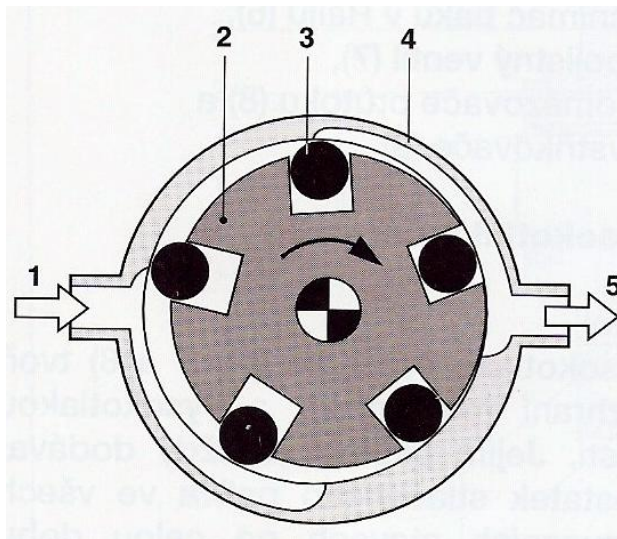
Celek tohoto čerpadla se skládá ze třech hlavních částí:

- samotný element čerpadla – válečkové lamelové čerpadlo (viz. obr. 3. 8),
- elektromotor,
- přídavné víko.

Válečkové lamelové čerpadlo se skládá ze základního panelu, v němž se otáčí disk, který má po obvodu několik drážek a v každé je volně umístěný váleček, který je při otáčení disku přitlačován odstředivou silou ke stěnám základního panelu a který v drážce působí jako těsnění. Prostor mezi dvěma válečky se během otáčení disku zmenšuje a tím se palivo stlačuje a je čerpáno do dalšího komponentu systému Common-Rail. Součástí celého čerpadla je také



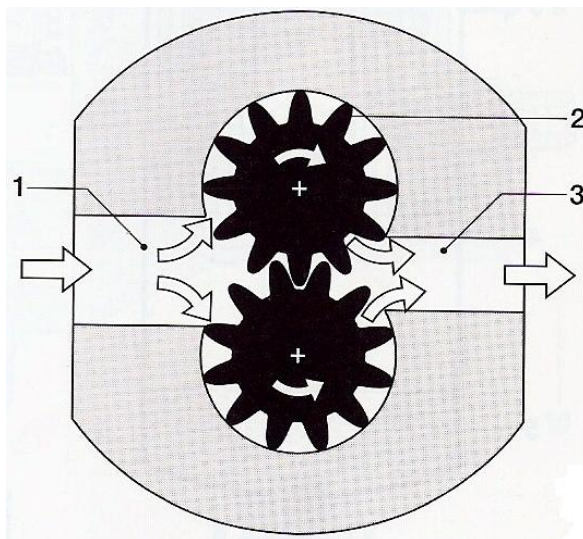
elektromotor, který pohání válečkové lamelové čerpadlo, a který je složen z permanentních magnetů a kotvy. Chlazení elektromotoru je zabezpečeno obtékáním paliva kolem něj. Poslední součástí tohoto čerpadla je přípojovací víko, které má v sobě zabudovány elektrické a tlakové přípojky. [31, 32]



Obr. 3. 8 Válečkové lamelové čerpadlo [31]

Legenda k obr. 3. 8:

- 1 – sání,
- 2 – rotor,
- 3 – váleček,
- 4 – základní deska,
- 5 – výtlak.



Obr. 3. 9 Zubové čerpadlo [31]

Legenda k obr. 3. 9:

- 1 – sání,
- 2 – hnací ozubené kolo,
- 3 – výtlak.

ZUBOVÉ ČERPADLO

Tento druh čerpadla může být použit pro jakýkoliv druh vozidla, tedy i zemědělského stroje. Je buď zabudováno přímo do čerpadla vysokotlakého, a pak s ním má společný pohon, a nebo je umístěn zvlášť (před) vysokotlakým čerpadlem a tedy má pohon svůj. Pohon je realizován ozubeným řemenem nebo řetězem popřípadě párem ozubených kol. Základní princip zubového čerpadla spočívá v tom, že pár spoluzabírajících ozubených kol dopravuje palivo zubovými mezerami ze sací k výtláčné straně. Výhodou tohoto čerpadla je, že je zcela bezúdržbové. [31, 32]

3.4.3 PALIVOVÝ FILTR

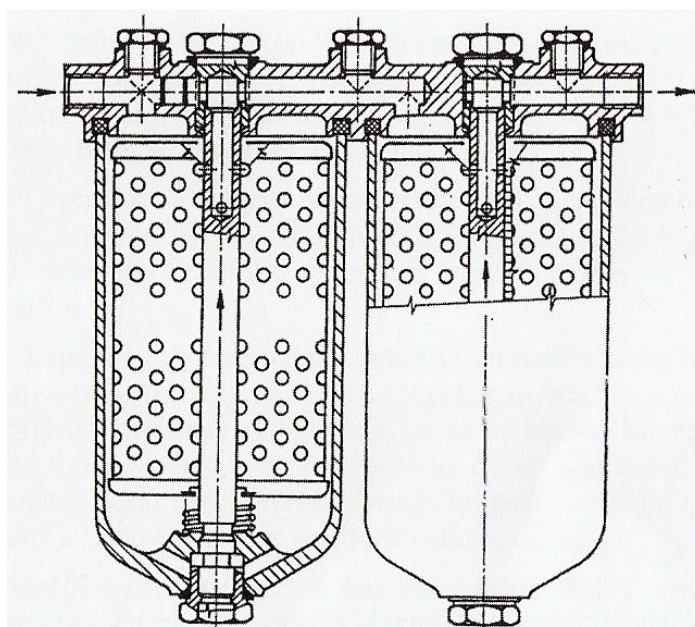
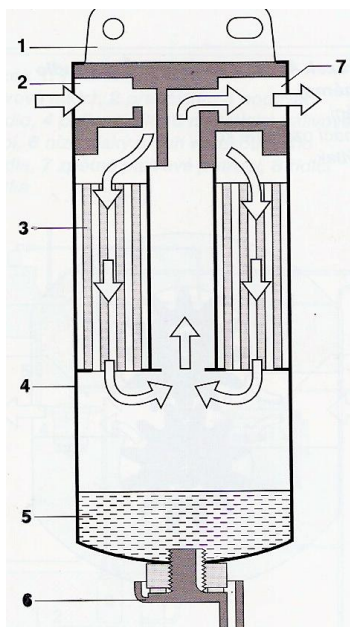
Filtrace paliva je naprosto nezbytnou součástí vstřikovacího systému Common-Rail, jelikož je to systém vyrobený s vysokou přesností a je tedy náchylný na sebemenší nečistoty v palivu. Obecně se dá říci, že motorová nafta je více znečištěna, než benzín. Mezi nejčastější prvky, kterými je nafta znečištěna, patří pevné částice, voda a parafín. Pevné části se do nafty mohou dostat zejména špatným skladováním a při kontaktu s některými vysokotlakými částmi mohou způsobit mechanické opotřebení nebo ucpání. V motorové naftě se nachází voda ve formě vázané či nevázané. V případě jejího neoddělení od paliva může způsobit



korozí. Další nepříjemnou složkou je parafin, který se vylučuje z paliva při teplotách pod bodem mrazu ve formě krystalů. Tomu lze zabránit elektrickým předhříváním paliva, což je součást některých moderních filtrů.

Jak je tedy patrné, základními úkoly palivových filtrů je filtrování pevných částic a odlučování vody z motorové nafty. Konstrukce palivového filtru je patrná z obrázku 3. 10. Hlavní částí filtru je čistící vložka, která je vyměnitelná a je vyrobena z plsti, papíru nebo látky. Palivo je přivedeno do filtru z horní části, poté proudí kolem čistící vložky a ven z něj je odveden otvorem ve svorníku. Důležité je, aby každý filtr obsahoval dostatečně velký prostor pro odfiltrované částice a oddělenou vodu, což udává servisní délka výměny čistící vložky. Oddělená voda se vypouští mechanicky, šroubem ve spodní části filtru.

V případě potřeby kvalitnější filtrace je možné přímo za sebe umístit dva totožné filtry. Dosáhne se tak vyšší účinnosti filtrování a takto vzniklý palivový filtr, který je na obrázku 3. 11, se nazývá dvoustupňový. [31, 32, 41]



Obr. 3. 10 Schéma palivového filtru [31] Obr. 3. 11 Dvoustupňový palivový filtr [41]

Legenda k obr. 3. 10:

- 1 – víko,
- 2 – přívod paliva,
- 3 – filtrační vložka,
- 4 – schránka filtru,

- 5 – prostor pro odloučenou vodu,
- 6 – šroub pro odpouštění vody,
- 7 – odvod paliva.

3.4.4 NÍZKOTLAKÁ PALIVOVÁ POTRUBÍ

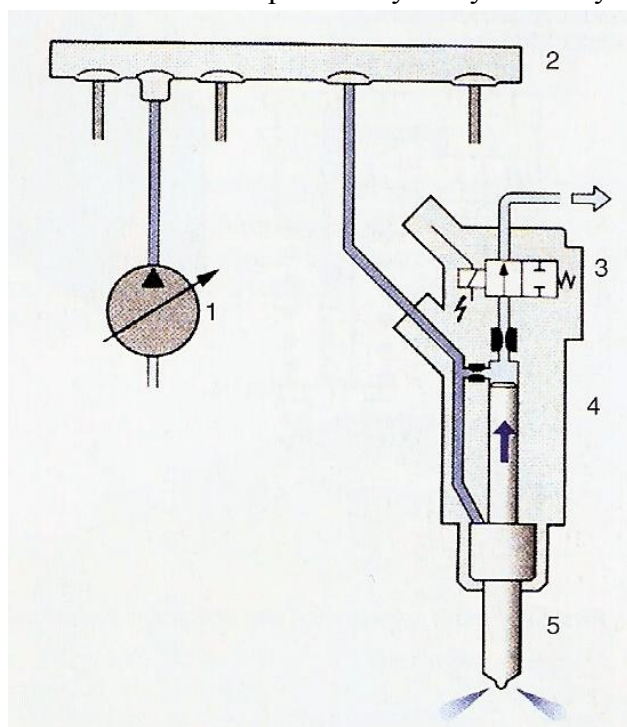
Vzhledem k tomu, že na nízkotlaké potrubí nepůsobí příliš vysoký tlak, mohou být vyrobena z kovu, pružných materiálů s kovovou výztuží, a nebo jsou provedena celá z plastu. Z hlediska pevnosti na ně nejsou kladeny příliš velké požadavky, avšak musí být těžce zápalné a odolné proti mechanickému poškození. Zároveň je nesmí ovlivňovat pohyb vozidla, motoru, nebo jiných vlivů, např.: při jízdě na nerovné vozovce. Stejně jako na palivovou nádrž se i na palivová potrubí vážou zákonná ustanovení. Palivo nesmí být



dopravováno pouze vlivem Zemské přitažlivosti a potrubí nesmí být vedena v blízkosti cestujících, ve vozidlech hromadné dopravy osob. [41]

3.5 VYSOKOTLAKÁ ČÁST SYSTÉMU COMMON-RAIL

Základní princip vysokotlaké části vstřikovacího systému Common-Rail je ukázán na obr. 3. 12. Základní požadavky na vysokotlaký okruh této soustavy jsou vytváření a udržování



tlaku paliva a jeho následné dávkování do spalovacího prostoru vznětového motoru. Nejprve tedy vytvoří vysokotlaké čerpadlo, kterému dodává kontinuálně palivo nízkotlaká část (konkrétně podávací čerpadlo), vysoký tlak paliva. To je přes vysokotlaké potrubí dopraveno do tlakového zásobníku (Railu), a poté je nafta distribuována opět vysokotlakým potrubím do jednotlivých vstřikovačů. Pro regulaci tlaku a průtoku paliva jsou zde umístěny tlakové ventily a omezovače průtoku. Tlak paliva, který panuje ve vysokotlaké části, se odvíjí od konkrétního použitého systému, v současné době však může dosáhnout až 2200 bar. [31, 32]

Obr. 3. 12 Schéma vysokotlaké části vstřikovací soustavy Common-Rail [14]

Legenda k obr. 3. 12:

1 – vysokotlaké čerpadlo,
2 – tlakový zásobník (Rail),
3 – ovládací elektrický ventil čerpadla,

4 – vstřikovač,
5 – vstřikovací tryska.

3.5.1 VYSOKOTLAKÉ ČERPADLO

Vysokotlaké čerpadlo tvoří hranici mezi nízkotlakou a vysokotlakou částí paliva. Jeho základním úkolem je neustále a nezávisle na otáčkách motoru vytvářet vysoký tlak paliva a poté ho dopravovat ne přímo ke vstřikovačům, jako je tomu u konvenčních vstřikovacích systémů, nýbrž do vysokotlakého zásobníku (Railu). Vysokotlaké čerpadlo se často vyrábí dohromady s podávacím palivovým čerpadlem (zubovým) a je poháněno od klikové hřídele ozubenými koly či řemenem nebo řetězem, a proto jeho otáčky jsou závislé na otáčkách motoru, obvykle v poměru 1:2 nebo 2:3.

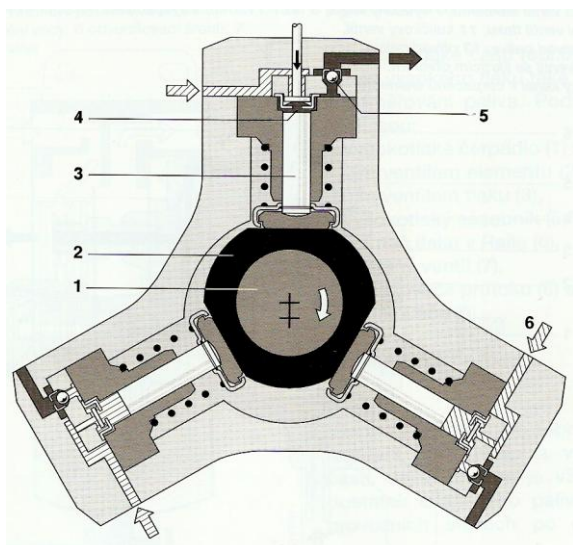
Vysokotlaká čerpadla již prošla od svého uvedení do sériové výroby několikagenerační obměnou. Nyní budou v krátkosti představeny čtyři generace vysokotlakých čerpadel společnosti Bosch, které od roku 1997 tato společnost uvedla do sériové výroby. Konstrukce a princip činnosti bude popsána na prvním čerpadle CP1. [31, 32]



VYSOKOTLAKÉ ČERPADLO CP1

Jedná se o radiální třípístové čerpadlo s písty pootočenými o 120° , které jsou ovládány vačkovou hřídelí s výstředníkem. Výstředník ovládá píst, který koná vratný pohyb třikrát za jednu otáčku hřídele čerpadla. V každém elementu se nachází sací a výtlačný ventil, které ovládají přívod a odvod paliva. Důležitým parametrem je čerpací zdvih, což je délka pohybu pístu, při níž probíhá výtlak paliva. V případě nízkého zatížení motoru je možné vyřadit z provozu jeden nebo dva elementy čerpadla pomocí odpojovacího ventilu, který neustále otevírá sací ventil a palivo se zpětným potrubím vrací do nádrže.

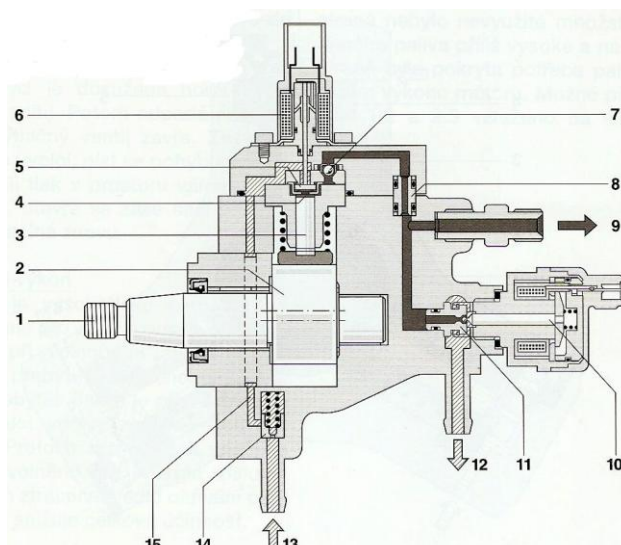
Vysokotlaké čerpadlo CP1, které je mazáno palivem, je součástí 1. generace systému Common-Rail a umí vytvořit tlak paliva asi 1350 barů. [31, 32]



Obr. 3. 13 Příčný řez čerpadla CP1 [31]

Legenda k obr. 3. 13:

- 1 – hnací hřídel,
- 2 – vačka,
- 3 – píst čerpadla,



Obr. 3. 14 Podélný řez čerpadla CP1 [31]

Legenda k obr. 3. 14:

- 1 – hnací hřídel,
- 2 – vačka,
- 3 – píst čerpadla,
- 4 – válec čerpadla,
- 5 – sací ventil,
- 6 – odpojovací ventil elementu,
- 7 – výtlačný ventil,
- 8 – těsnicí vložka,

- 9 – vysokotlaká přípojka,
- 10 – regulační ventil tlaku,
- 11 – kuličkový ventil,
- 12 – zpětný odvod paliva,
- 13 – přívod paliva,
- 14 – pojistný ventil,
- 15 – nízkotlaký kanál.

VYSOKOTLAKÉ ČERPADLO CP1H

Toto vysokotlaké čerpadlo je svým principem shodné s čerpadlem CP1, avšak má několik vylepšení, kterými bylo dosaženo zlepšením energetické účinnosti a zvýšení tlaku na



hodnotu 1600 barů. Toho bylo dosaženo zvýšením pevnosti tělesa čerpadla, změnou pohonu a ventilů a dávkováním paliva do čerpadla pomocí dávkovací jednotky. [32]

VYSOKOTLAKÉ ČERPADLO CP3

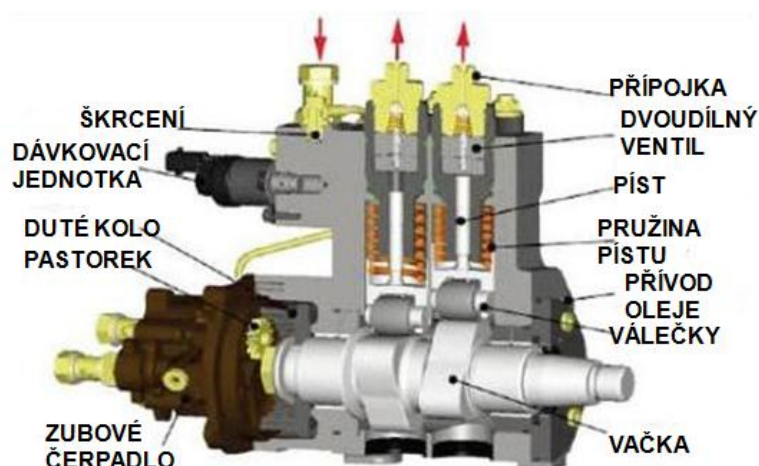
Toto vysokotlaké čerpadlo je opět podobné čerpadlu CP1, resp. CP1H a opět zde dochází k několika mírným vylepšením, které dává k dispozici vytvořit tlak paliva na hodnotu 1800 barů. Nejdůležitějším konstrukčním bodem je fakt, že těleso čerpadla je odlito jako monoblok a tedy je méně míst, kde je potřeba „řešit“ těsnost. Druhá důležitá konstrukční změna spočívá v umístění zdvihátka mezi výstředník a píst, což umožní přenos vyšších sil mezi těmito součástmi. Proto se vysokotlaké čerpadlo CP3 používá pro osobní i nákladní vozidla. [32]

VYSOKOTLAKÉ ČERPADLO CP2

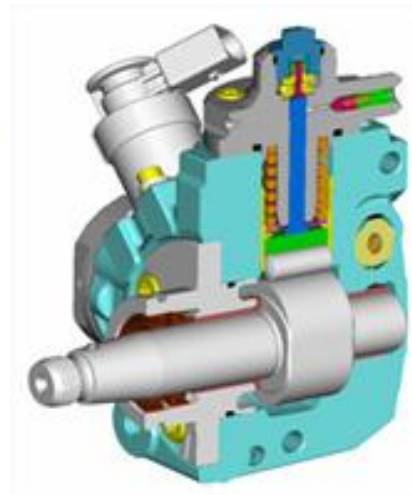
Vysokotlaké čerpadlo CP2 se používá výhradně pro nákladní vozidla. Svou konstrukcí je od předchozích zmíněných čerpadel odlišné a to zejména tím, že se jedná o čerpadlo dvoupístové řadové. Další odlišností je mazání čerpadla, které je zabezpečováno olejem. Toto čerpadlo umí vytvořit tlak asi 1400 barů. [32]

VYSOKOTLAKÉ ČERPADLO CP4

Jedná se o nejmodernější vysokotlaké čerpadlo v sériové výrobě od firmy Bosch, které se využívá pro osobní automobily i nákladní vozidla ve 4. generaci systému Common-Rail. Je to čerpadlo, které dokáže vyvinout tlak až 2000 barů, a které se vyrábí ve dvou konstrukčních provedeních – jedna nebo dvě vysokotlaké hlavy (v případě dvou s určitým úhlem rozevření). Čerpadlo CP4 je mazáno palivem a jeho největší zvláštností je, že otáčky klikové hřídele a otáčky vačkové hřídele, která pohání čerpadlo, jsou v poměru 1:1. Vačková hřídel má dvojitou vačku, a proto za jednu otáčku vačkové hřídele vykoná čerpadlo dva čerpací zdvihy. [54]



Obr. 3. 15 Vysokotlaké čerpadlo CP2 [55]



Obr. 3. 16 Vysokotlaké čerpadlo CP4 [56]

3.5.2 VYSOKOTLAKÉ POTRUBÍ

Na vysokotlaká potrubí jsou kladeny vysoké požadavky, a to především z hlediska pevnosti, jelikož na ně působí velké tlaky, a také frekvenční kmitání. Proto jsou vyrobena



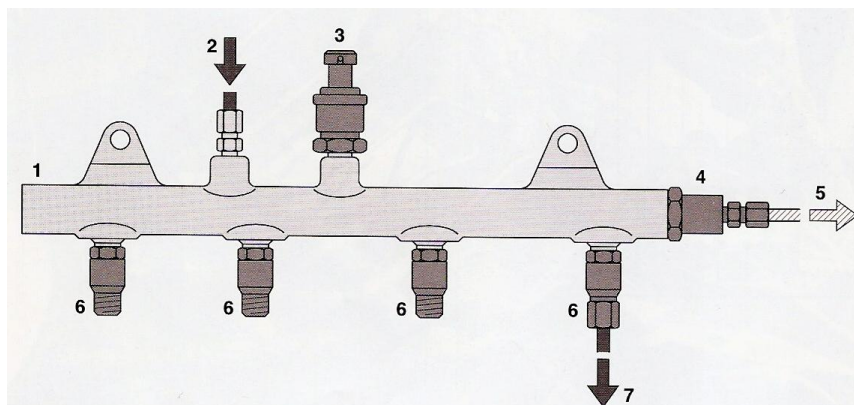
z bezešvých trubek z uklidněných ocelí s vysokou pevností. Před jejich montáží se také proto zkouší tlakem až 4000 barů, tedy dvojnásobným než je skutečný tlak v nich, což vede k jejich zpevnění. Vysokotlaká potrubí (a jejich přípojky) spojují vysokotlaké čerpadlo s tlakovým zásobníkem, a také tlakový zásobník se vstřikovači. Zde platí dvě zásadní pravidla, že všechna potrubí musí mít stejnou délku (nejlépe i stejný nebo podobný tvar), z důvodů tlakových ztrát v potrubí a musí být co nejkratší, z důvodů dilatačních. Různé délky potrubí jsou upravovány změnou poloměru ohybu, který ovšem musí mít minimální poloměr 50 mm. [29, 32, 41]

3.5.3 VYSOKOTLAKÝ ZÁSOBNÍK PALIVA (RAIL)

Vysokotlaký zásobník má za úkol ukládat palivo pod konstantně vysokým tlakem, mít ho připraveno ke vstřikování a rozdělovat ho postupně vstřikovačům. To mu dodává vysokotlaké čerpadlo, avšak ne kontinuálně, nýbrž nespojitě, čímž vznikají v palivu tlakové vlny. Proto je druhým důležitým úkolem tyto vlny tlumit. Volba objemu tlakového zásobníku je tudíž velmi složitou záležitostí, jelikož ten musí být tak velký, aby tyto tlakové pulzace minimalizoval, ale zároveň musí být tak malý, aby při nastartování motoru se co nejrychleji vytvořil vysoký tlak paliva. Proto se při jeho návrhu často využívá počítačových simulací, avšak typický jeho objem je 16 – 20 cm³.

Vysokotlaký zásobník se obvykle vyrábí kováním z pevnostní oceli. Tvary jeho provedení jsou různé a přizpůsobují se dle zástavbových možností na motoru. Nejčastějším tvarem je obyčejná trubka, ale například automobilka Renault vyrábí Rail sférický. U víceválcových motorů se může využít na jednom motoru i více tlakových zásobníků, jako to ukazuje obr. 3. 18.

K vysokotlakému zásobníku jsou připojena různá přídavná zařízení (viz. obr. 3. 17). Mezi ně patří **regulační nebo omezovací tlakový ventil**, který při příliš vysokém tlaku v Railu přepouští část paliva zpětným potrubím do nádrže. Oba tyto ventily mají ještě další důležité funkce jako například zajištění nouzového chodu, těsnit nízkotlakou od vysokotlaké části a další. Dalším přídavným zařízením je **omezovač průtoku**, který zabraňuje při poruše



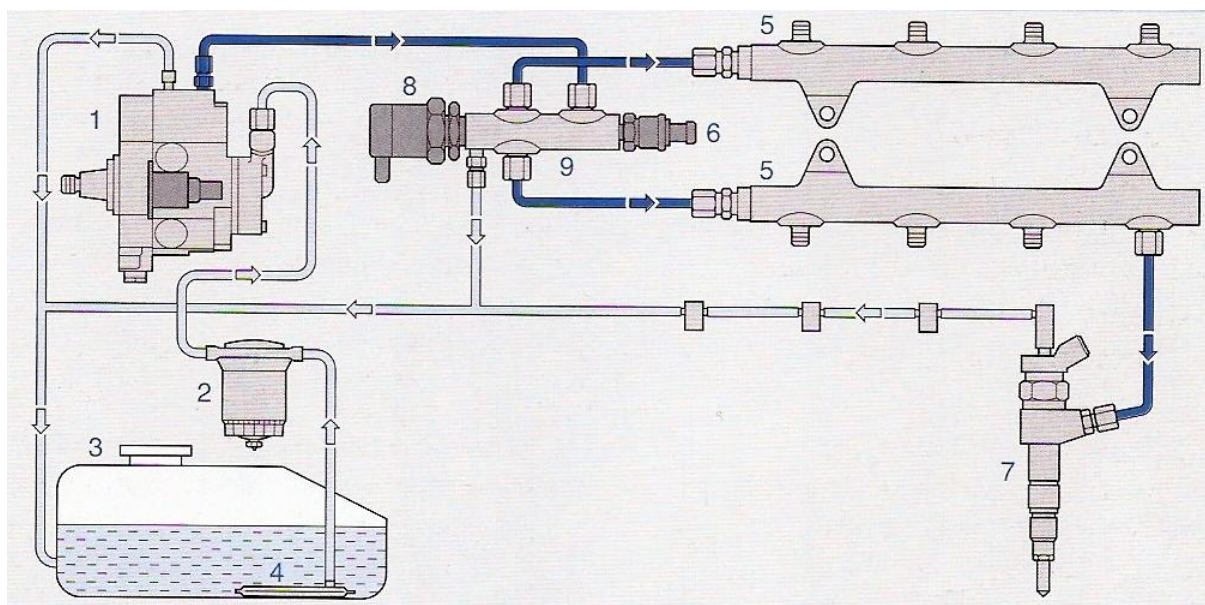
vstřikovače trvalému vstřikování paliva do válce motoru a **snímač tlaku v Railu**, který dává s přesností $\pm 2\%$ v reálném čase informace řídicí jednotce o tlaku ve vysokotlakém zásobníku. [29, 31, 32, 57]

Obr. 3. 17 Vysokotlaký zásobník (Rail) [31]

Legenda k obr. 3. 17:

1 – vysokotlaký zásobník,
2 – přívod paliva (od vysokotl. čerpadla),
3 – snímač tlaku v Railu,
4 – pojistný ventil,

5 – zpětný odvod paliva (do nádrže),
6 – omezovač průtoku,
7 – vysokotlaké potrubí (ke vstřikovačům).



Obr. 3. 18 Schéma systému Common-Rail 2. generace pro osmiválcový motor [32]

Legenda k obr. 3. 18:

- | | |
|--|-----------------------------------|
| 1 – vysokotlaké čerpadlo CP3, | 6 – snímač tlaku v Railu, |
| 2 – palivový filtr (s předehřívacem paliva), | 7 – vstřikovač s elmag. ventilem, |
| 3 – palivová nádrž, | 8 – regulační tlakový ventil, |
| 4 – předřadný filtr, | 9 – rozdělovač paliva. |
| 5 – vysokotlaké zásobníky, | |

3.5.4 VSTŘIKOVAČE

Vstřikovače, které jsou zastavěny do hlavy válců motoru, jsou konečným prvkem vstřikovacích soustav a zajišťují rozprášení paliva do válce motoru. Palivo je do nich přivedeno vysokotlakým potrubím z vysokotlakého zásobníku, a poté je přes otvorové trysky, jejichž konstrukce byla popsána v kapitole 1. 5. 2 na str. 27, vstřikováno na základě elektronických signálů z řídicí jednotky. Vstřikovače jsou ovládány elektronicky, a to nepřímo přes servosystém, jelikož elektrické ventily nejsou schopny vyvinout potřebnou sílu v dostatečné rychlosti, jakou by bylo nutné. Okamžik vstřiku a tlak vstřikovaného paliva určuje řídicí jednotka na základě signálů z mnoha snímačů, množství paliva vstřiknutého do spalovacího prostoru určuje řidič polohou (stlačením) plynového pedálu. [14, 31, 32]

VSTŘIKOVAČ S ELEKTROMAGNETICKÝM VENTILEM

Vstřikovač s elektromagnetickým ventilem, jehož princip je zřejmý z obr. 3. 20, a který se jiným názvem označuje jako „solenoidový“, je nejstarší vstřikovačem, který byl pro systém Common-Rail použitý. Konstrukce tohoto vstřikovače se skládá z elektromagnetického ventilu, hydraulicky ovládaného servosystému a otvorové trysky. Servosystém se skládá z kotvy, která ovládá přepouštěcí ventil, řídicího prostoru a pístu. V případě, že je ventil uzavřen (elektromagnetický ventil nepřitahuje kotvu), v řídicím prostoru nad pístem i v prostoru pod pístem působí shodný tlak a pomocná pružina uzavírá jehlu trysky. Poté co si elektromagnetický ventil přitáhne (přitahovacím proudem 20A a napětím 50V) kotvu, otevře se přepouštěcí ventil a palivo z prostoru nad pístem začne unikat zpátky do zpětného potrubí,



čímž v řídícím prostoru klesne tlak a píst s jehlou trysky se otevře a začíná vstřikování. Posléze si elektromagnetický ventil přestane přitahovat kotvu, ta uzavře přepouštěcí ventil, tlaky nad a pod pístem se vyrovnají a jehla trysky se opět uzavře, čímž se vstřikování paliva do válce motoru ukončeno. Pro rychlejší reakce vstřikovače existuje i konstrukce s dvoudílnou kotvou.

V současnosti je k dispozici nejmodernější vstřikovač s elektromagnetickým ventilem, který má v sobě zabudován „hydraulický zesilovač tlaku“ (viz. obr. 3.19). Ten umožní vysokotlaké části systému pracovat se systémovým tlakem okolo 1350 barů a ve vstřikovači poté dojde pomocí zesilovače tlaku k zesílení tlaku paliva až v poměru 1:2, takže palivo bude vstřikováno pod tlakem až 2500 barů. [14, 29, 31, 32, 59, 60]



Obr. 3. 19 Vstřikovač 4. generace systému Common-Rail s hydraulickým zesilovačem tlaku [60]

PIEZOELEKTRICKÝ VSTŘIKOVAČ

Od roku 2004 se sériově vyrábí a pro 3. generaci systému Common-Rail pro osobní vozidla využívá piezoelektrický vstřikovač, který je až čtyřikrát rychlejší než vstřikovač s elektromagnetickým ventilem. Proto umožňuje až 7 vstřiků za 1 cyklus a vstřiknutí velmi malého množství paliva do válce motoru.

Tento vstřikovač pracuje na principu inverzního piezoelektrického efektu, který je známý již z 19. století. Podstatou jevu je, že když na specifické druhy krystalů (např.: křemen) je přivedeno elektrické napětí, tak se krystal protáhne ve směru elektrického silového pole. Jako piezoelektrický materiál jsou zde použity stovky vrstev značně tenké keramické fólie s piezoelektrickými vlastnostmi, které jsou poskládána do jedné jednotky. Tato jednotka je schopna se při přivedeném napětí 150V protáhnout řádově o setiny milimetru. Proto je jasné, že musí být zesílen zdvih jehly, což vykonává hydraulický vazební člen. Ovládání jehly trysky poté zajišťuje servoventil, který funguje na podobném principu jako v případě solenoidového vstřikovače.

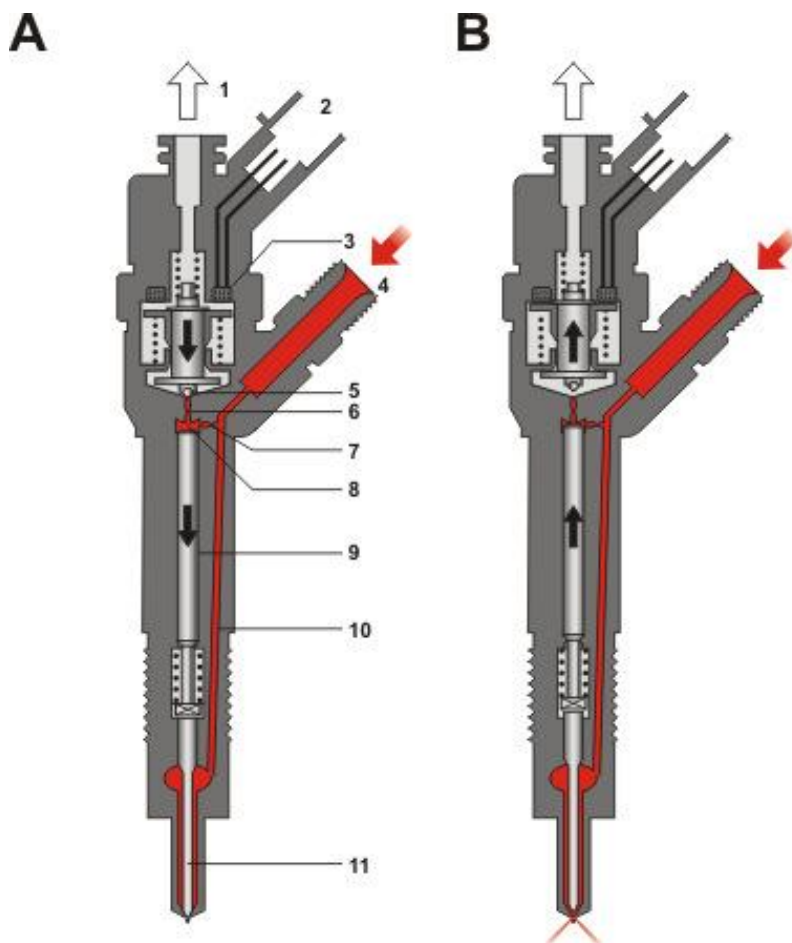
Piezoelektrické vstřikovače mají, oproti solenoidovým, výhodu v menších rozměrech a hmotnosti, mají velmi dobrý vliv na výstupní parametry motoru (spotřeba, výkon, emise, hluk, točivý moment), nedochází u nich k přímému unikání paliva do zpětného potrubí a mají mnohem lepší reakce, což již bylo zmíněno. [32, 41]

Legenda k obr. 3. 21:

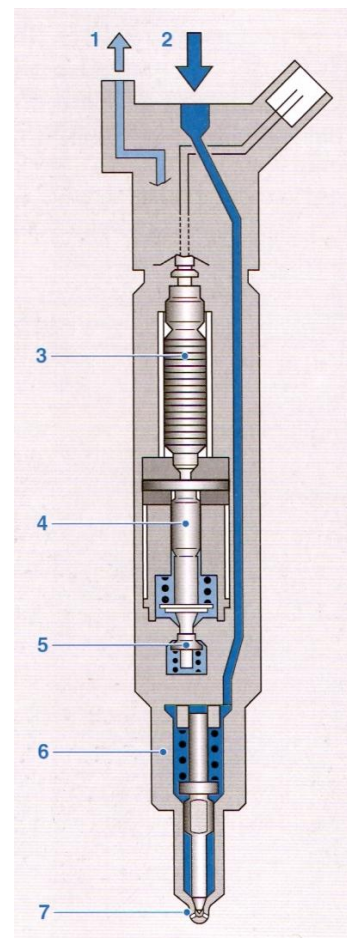
1 – zpětný tok paliva,
2 – přívod paliva,
3 – piezoelektrický člen,

4 – hydraul. vazební člen,
5 – servoventil,
6 – vstřikovací tryska,

7 – vstřikovací otvor.



Obr. 3. 20 Vstřikovač s elmag. ventilem [58]



Obr. 3. 21 Piezoelektrický vstřikovač [32]

Legenda k obr. 3. 20:

A – vstřikovač uzavřen,

B – vstřikovač otevřen,

1 – zpětný tok paliva,

2 – elektrická přípojka,

3 – elmag. ventil,

4 – přívod paliva z Railu,

5 – přepouštěcí ventil,

6 – škrťací otvor odvodní,

7 – škrťací otvor přívodní,

8 – ovládací prostor,

9 – píst,

10 – palivový kanál,

11 – jehla trysky.

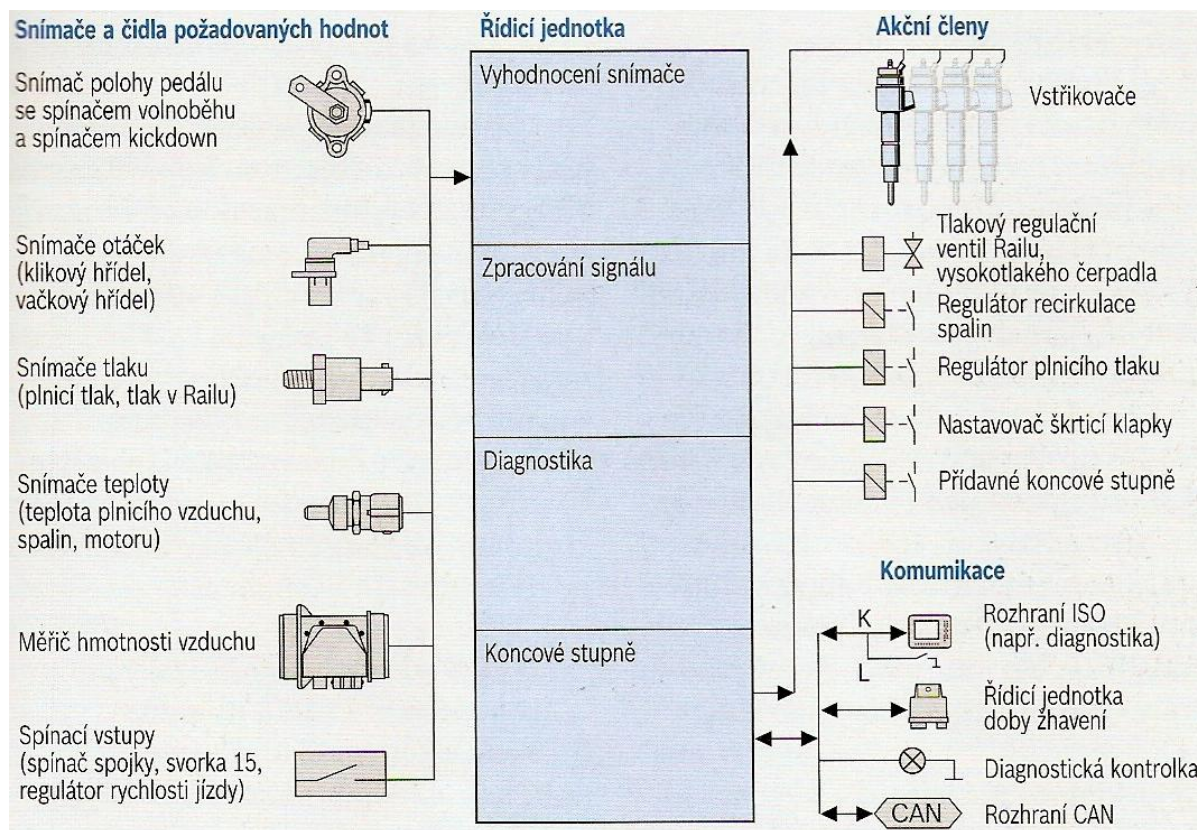
3.6 ELEKTRONICKÁ REGULACE SYSTÉMU COMMON-RAIL

Vstřikování systému Common-Rail je řízeno elektronicky. Proto je elektronická regulace naprosto nezbytnou součástí systému. Ta se dělí, jak ukazuje obr. 3. 22, na tři systémové oddíly. Prvním oddílem jsou **snímače a čidla**. Ty mají za úkol zjištění aktuálních provozních podmínek motoru a vozidla a na jejich základě vytvořit elektrické signály (které v sobě mají dané informace) pro **řídící jednotku**, která je druhým oddílem elektronické regulace. Její úloha spočívá ve zpracování těchto signálů, jejich vyhodnocení dle stanovených algoritmů a vytvoření výstupního elektronického signálu. Ty poté přijímají **akční členy**, které jsou posledním oddílem elektronické regulace a na jejich základě vykonají požadovanou mechanickou veličinu.

Elektronická řídící jednotka ovšem nepřímá signály jen od snímačů a čidel, nýbrž i od ostatních elektronických systémů vozidla (jako např. ABS, ESP a další), která mají též možnost ovlivnit činnost akčních členů. To se děje pomocí datové sběrnice CAN-Bus.



Jak již bylo řečeno, vstřikování u systému Common-Rail probíhá plně elektronicky. Vstřikování zajišťují vstřikovače, a proto jsou nejdůležitějšími akčními členy systému. Druhým nejdůležitějším akčním členem je regulační tlakový ventil, který upravuje tlak ve vysokotlakém zásobníku. [31, 32]



Obr. 3. 22 Schéma elektronické regulace EDC pro systém Common-Rail [58]

3.7 VÝHODY SYSTÉMU COMMON-RAIL

Systém Common-Rail je v současné době mezi výrobci vozidel a strojů nejoblíbenější (a proto nejpoužívanější). Z toho důvodu zde budou uvedeny výhody této vstřikovací soustavy, které jsou rozhodující pro využití právě tohoto systému. Samozřejmě má systém Common-Rail i některé nevýhody, ale ty naštěstí nejsou schopné vyvážit obrovské množství výhod, a proto zde ani nebudou zmíněny.

- ✓ Nejvyšší vstřikovací tlaky (přes 2000 barů).
- ✓ Přizpůsobení vstřikovacího tlaku provoznímu stavu.
- ✓ Možnost předvstřiku a dovsřiku.
- ✓ Možnost vícenásobného vstřikování (až 7 vstřiků za 1 cyklus).
- ✓ Široký rozsah použití (pro osobní vozidla, pracovní stroje, těžká nákladní vozidla, ...).
- ✓ Tišší a měkčí chod motoru.
- ✓ Nižší spotřeba paliva.
- ✓ Nižší emise výfukových plynů.
- ✓ Vyšší výkon motoru.
- ✓ Vyšší točivý moment motoru. [14, 29, 31, 32, 41]



4 APLIKACE SYSTÉMU COMMON-RAIL NA VZNĚTOVÝ MOTOR

4.1 VZNĚTOVÝ MOTOR PRO APLIKACI

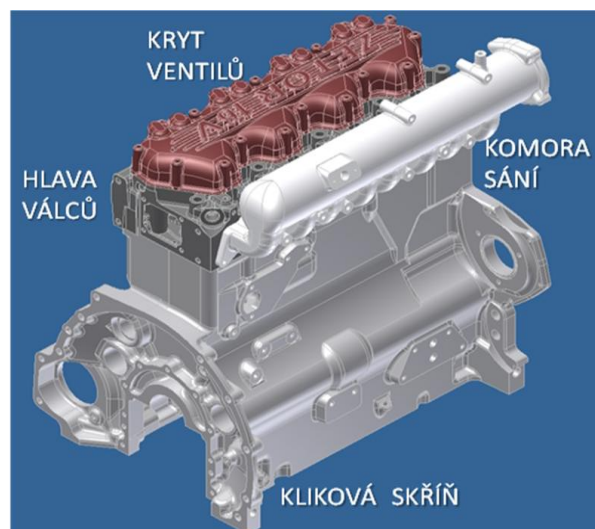
Pro aplikaci vstřikovacího systému Common-Rail byl vybrán traktorový vznětový motor ZETOR Z 1605, který je v současné době osazen vstřikovacím systémem s řadovým vstřikovacím čerpadlem, což je názorně vidět na obr. 4. 1. Cílem celé aplikace tedy bude výměna staršího vstřikovacího systému za moderní, přičemž bude brán ohled zejména na ekonomičnost a jednoduchost přestavby, tedy budou kladeny zejména tyto požadavky:

- minimální zásahy do současných komponentů motoru,
- zachování maximálního počtu stávajících dílů,
- minimální počet nových součástí,
- nízká cena přestavby.

Traktorový motor Zetor Z 1605 je čtyřválcový vznětový motor, který je přepřehovaný turbodmychadlem s mezichladičem stlačeného vzduchu a s recirkulací výfukových plynů. Další důležité parametry tohoto motoru jsou přehledně uvedeny v tab. 4. 1. [61]

Důvodem této přestavby na modernější vstřikovací systém je zejména zlepšení většiny zásadních parametrů motoru, zejména hodnot výkonu, točivého momentu a spotřeby, tedy hodnot, které jsou prezentovány vnější otáčkovou charakteristikou (viz. obr. 4. 3). Opomenuty nesmí být ani parametry, které jsou omezovány legislativně – emise výfukových plynů a hluk motoru, což již bylo důkladně vysvětleno v kapitolách 1. 2 a 1. 3. Zlepšení nejen těchto zmíněných parametrů bude dosaženo zejména zvýšením vstřikovacího tlaku a zlepšením dávkování paliva.

Celá přestavba bude uskutečněna pomocí programu Autodesk Inventor Professional 2009, a právě do tohoto programu byly převedeny 3D modely základních komponent motoru (viz. obr. 4. 2), které budou hrát podstatnou roli při aplikování systému Common-Rail na motor. Jedná se tedy o klikovou skříň, na které bude připevněno vysokotlaké čerpadlo, hlavu válců, na níž budou přichyceny vstřikovače, a komoru sání, která bude výrazně prostorově omezovat vysokotlaká potrubí, a na které bude připevněn vysokotlaký zásobník paliva.

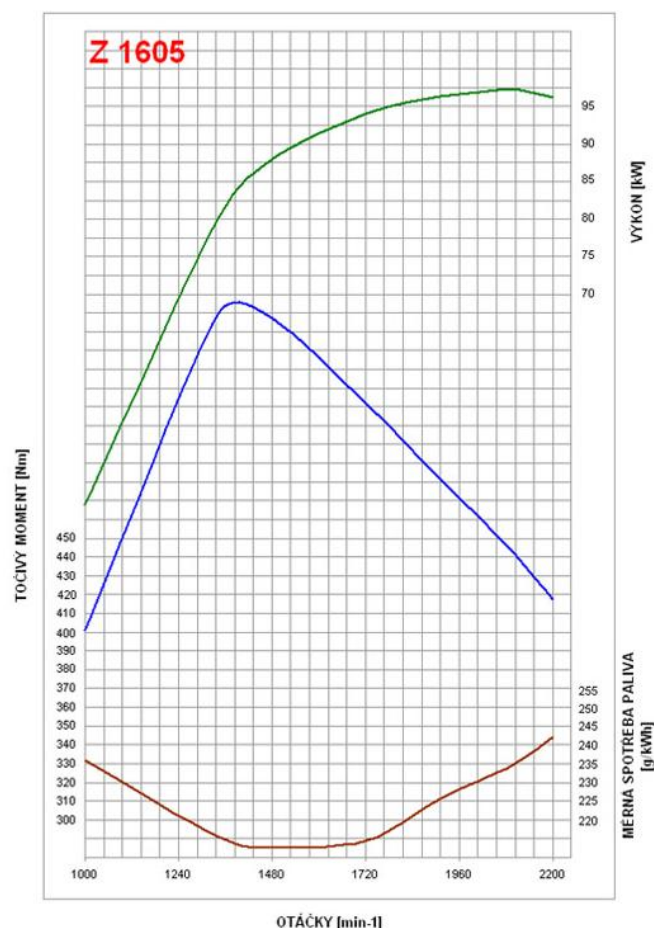


Obr. 4. 1 Traktorový motor Zetor Z 1605 [61] Obr. 4. 2 Model základních komponent motoru



Tab. 4. 1 Technické parametry motoru Zetor Z 1605 [61]

Technické parametry	Údaje
Jmenovitý výkon (kW / HP)	95 / 129
Mezichlazení	vzduch
Regulace teploty oleje	ano
Počet válců	4
Objem (cm ³)	4 156
Vrtání / zdvih (mm)	105 / 120
Jmenovité otáčky (min ⁻¹)	2 200
Max. přeběhové otáčky (min ⁻¹)	2 460
Volnoběžné otáčky (min ⁻¹)	800
Pořadí vstřiku	1 - 3 - 4 - 2
Úhel předvstřiku (°)	11,0
Měrná spotřeba paliva při jmen. výkonu (g/kW.h)	240
Max. točivý moment (Nm)	570
Převýšení točivého momentu (%)	35,0
Mazání motoru	tlakové
Max. měrná spotřeba oleje (g/kW.h)	0,7
Tlak oleje při jmen. otáčkách (MPa)	0,2 - 0,5
Minimální tlak oleje (MPa)	0,05
Chlazení	kapalina
Ventilátor vzduchu mechanický	ne
Ventilátor vzduchu s viskózní spojkou	ano
Emisní limity	TIER III A



Obr. 4. 3 Vnější otáčková charakteristika motoru Zetor Z 1605 [61]

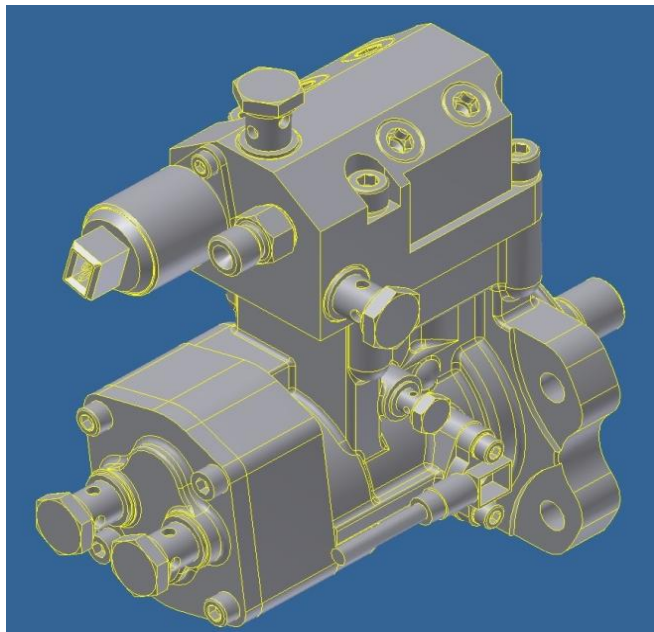
4.2 VSTŘIKOVACÍ SYSTÉM PRO APLIKACI

Nejčastěji používané vstřikovací systémy vznětových motorů byly popsány v kapitolách 2 a 3. Z informací zjištěných v těchto oddílech a vůbec v celé rešeršní části diplomové práce vyplývá, že pro zlepšení parametrů motoru je nutné použít systém s vysokými vstřikovacími tlaky. Proto by v současné době přicházely v úvahu dva, resp. tři vstřikovací systémy, a to konkrétně systém čerpadlo – tryska (čerpadlo – vedení - tryska) a systém Common-Rail. Rozhodnutí pro volbu systému Common-Rail je jednoznačné, jelikož systém čerpadlo – tryska je konstrukčně náročný, a to zejména na konstrukci hlavy válců, v níž jsou tyto jednotky vestavěny, a proto by přestavba byla velice nákladná a příliš složitá. V případě systému Common-Rail na nejsložitějších součástech (odlitcích) – hlavě válců a klikové skříně – bude upraveno pouze několik děr pro šrouby, které se vyrábí až po odlévání.



4.3 APLIKACE VYSOKOTLAKÉHO ČERPADLA

První součást systému Common-Rail, která bude nově umístěna na motor Zetor Z 1605, bude vysokotlaké čerpadlo. Toto vysokotlaké čerpadlo dodala firma Motorpal, a. s., která se zabývá vývojem a výrobou vstřikovacích systémů pro dieselové motory. Konkrétně se tedy

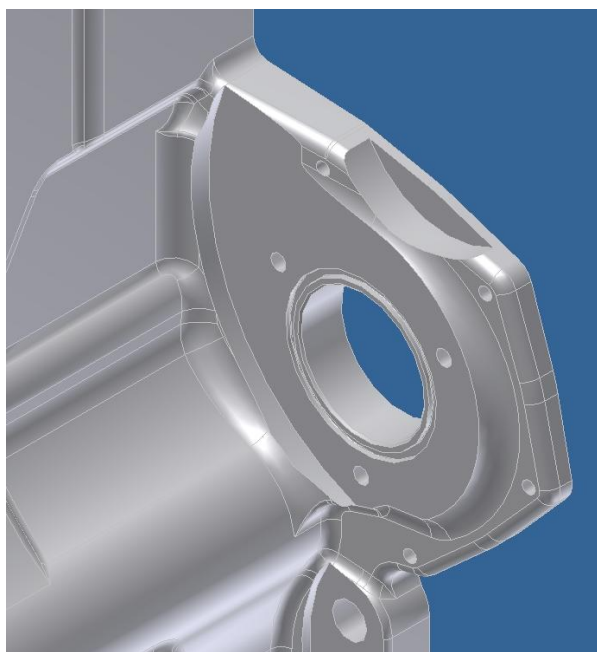


Obr. 4. 4 Prototypové čerpadlo Motorpal M3

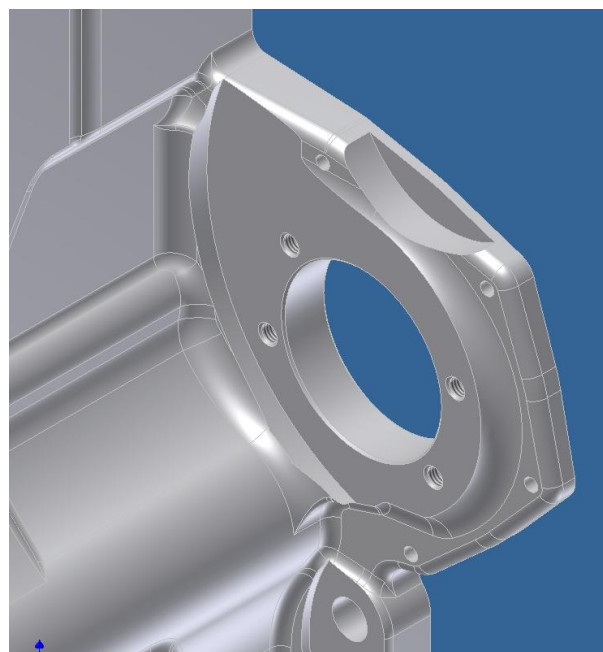
jedná o prototypové vysokotlaké čerpadlo s označením M3, které má dva písty v řadě, a které dokáže dodávat tlak paliva až 1600 barů (3D model čerpadla na obr. 4. 4).

Vysokotlaké čerpadlo bude uchyceno, stejně jako řadové vstřikovací čerpadlo, na nálitku klikové skříně pro tento účel určený (viz. obr. 4. 5). Bude ale nutno ho patřičně upravit, jelikož čerpadlo pro systém Common-Rail je uchyceno na čtyřech šroubech, narozdíl od řadového vstřikovacího čerpadla, které bylo uchyceno na třech šroubech. Proto byl náliček upraven do podoby, která je patrná na obr. 4.6, tedy čtyři otvory se závitem M10 na roztečné kružnici o průměru 105 mm a jeden

centrální otvor s průměrem 85 mm, který slouží pro přesnější ustavení čerpadla, a také dává prostor pro upevnění řemenice, která pohání čerpadlo pomocí řemenu od klikové hřídele. Otvory pro šrouby jsou umístěny na roztečné kružnici tak, aby bylo čerpadlo odkloněno dle zvyklostí o 14° vzhledem ke klikové skříně, a to z prostorových důvodů.



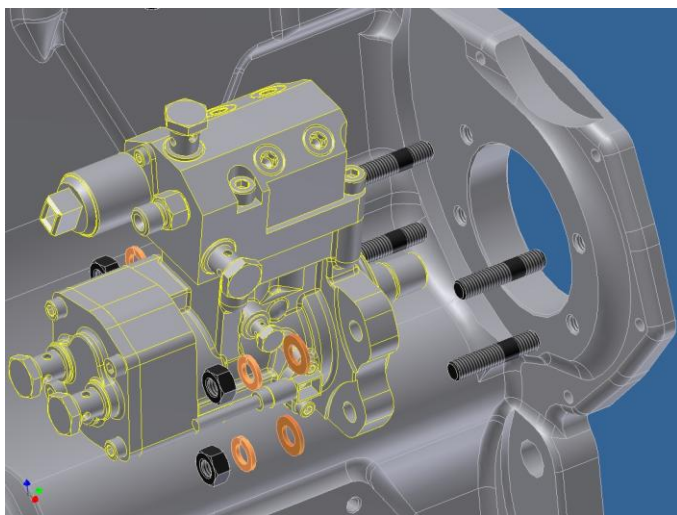
Obr. 4. 5 Původní náliček klikové skříně



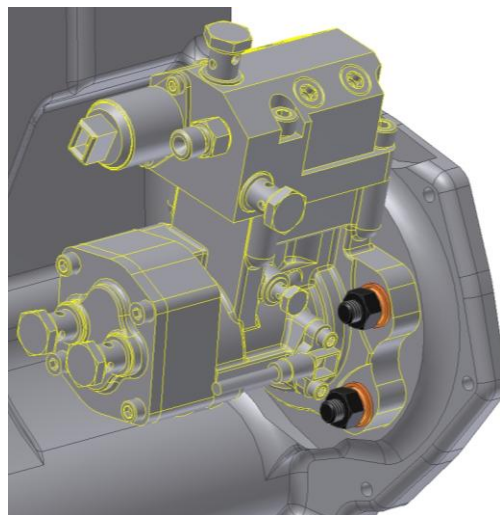
Obr. 4. 6 Upravený náliček klikové skříně



Na obrázcích 4. 7 a 4. 8 je ukázáno připevnění čerpadla, které je realizováno pomocí čtyř závrtných šroubů, stejným počtem obyčejných podložek a pružných podložek a dotaženo ke klikové skříni pomocí matice utahovacím momentem **15 - 20 N.m** (zvoleno dle tabulky maximálních utahovacích momentů šroubů a matic – tab. 5. 1). Za použitím závrtných šroubů (a ne klasických šroubů) stojí montážní důvody. V případě použití klasických šroubů by musel montážní dělník podpírat vysokotlaké čerpadlo a zároveň zašroubovávat příslušné šrouby, což by mu potenciálně činilo problémy. V případě použití závrtných šroubů, se nejprve zašroubují do děr závrtné šrouby, poté se na ně umístí pohodlně čerpadlo, které již nemusí být podpíráno a snadno se nasadí podložky a dotáhnou matice mnou předepsaným utahovacím momentem.



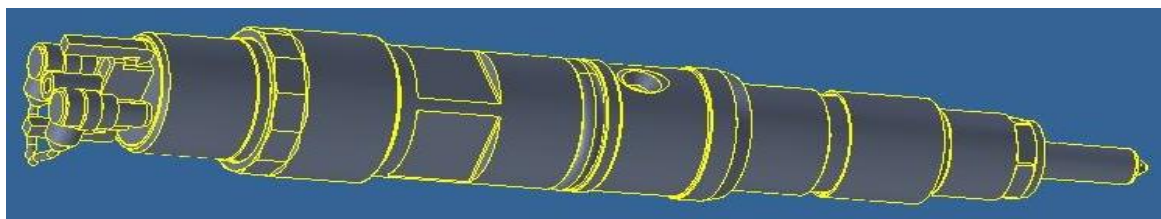
Obr. 4. 7 Díly pro připevnění čerpadla



Obr. 4. 8 Čerpadlo na klikové skříni

4.4 APLIKACE VSTŘIKOVAČŮ

Dalšími součástmi systému Common-Rail, které je nutné uchytit na motor Zetor Z 1605, jsou vstřikovače. V současné době se vyrábí dva základní druhy vstřikovačů – elektromagnetický nebo piezoelektrický. Vstřikovače s piezoelektrickým ventilem jsou, jak bylo řečeno v kapitole 3. 5. 4, modernější a dokonalejší variantou, avšak také variantou dražší. Vstřikovače s elektromagnetickým ventilem jsou sice variantou méně dokonalou, avšak pro motor, který pohání traktor (zemědělskou a lesnickou techniku) je naprosto dostatečný a cena systému s přestavbou bude nižší. Konkrétně byl tedy zvolen vstřikovač, který vyvinula a dodala opět firma Motorpal a je ho možno vidět na obr. 4. 9.

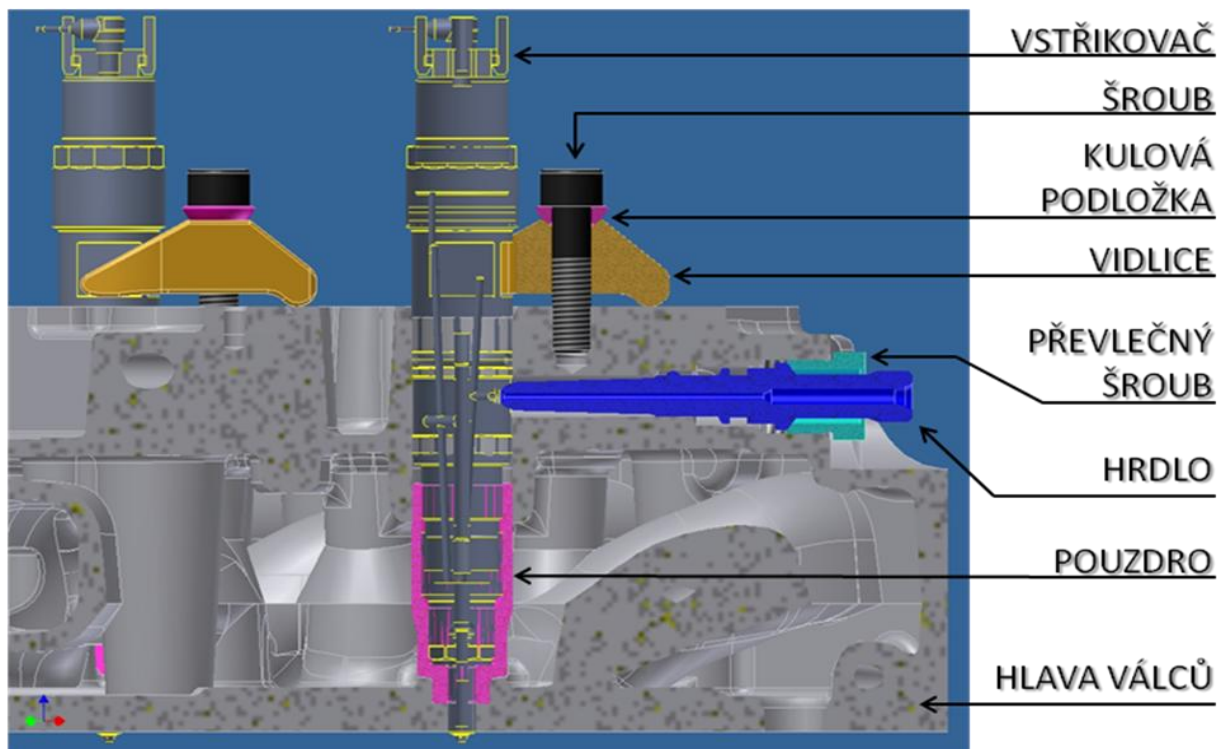


Obr. 4. 9 Vstřikovač Common-Rail pro zástavbu



4.4.1 UPEVNĚNÍ VSTŘIKOVAČŮ DO HLAVY VÁLCŮ

Samotné uchycení vstřikovače bylo provedeno do stejného otvoru v hlavě válců, jako byl umístěn vstřikovač systému s řadovým vstřikovacím čerpadlem. Bylo ovšem nutno vytvořit několik nových součástí, jelikož tvar a rozměry obou vstřikovačů jsou rozlišné.

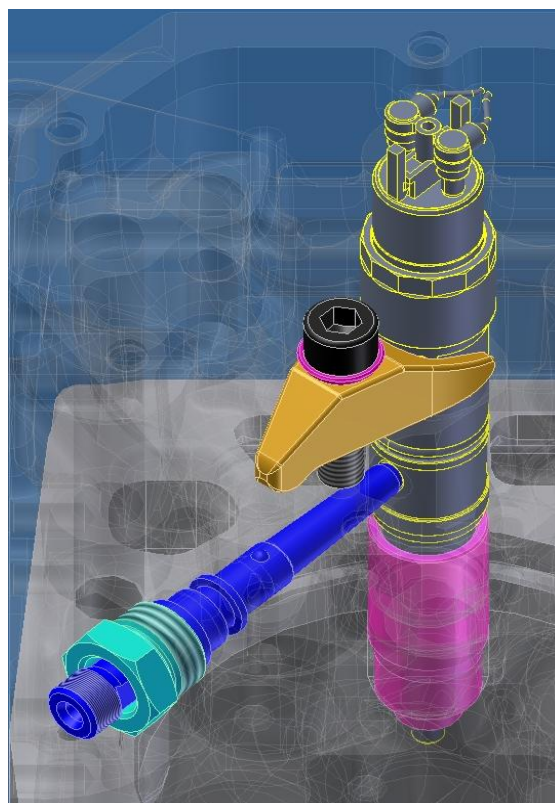


Obr. 4. 10 Uchycení vstřikovače Common-Rail (řez)

Kompletní řešení uchycení vstřikovačů je prezentováno na obr. 4. 10 i s názorným popisem.

Vstřikovač je nejprve nutné ustavit do hlavy válců. To bylo provedeno pomocí pouzdra, které kopíruje vnějším povrchem otvory v hlavě válců a vnitřním povrchem tvar vstřikovače. Pouzdro je nejprve zalisováno do hlavy válců, a poté je do něj vstřikovač vložen s mírnou vůlí. Tím dojde k přesnému a pevnému vystředění vzhledem k válci motoru.

Poté je nutné vstřikovač pevně připevnit k hlavě válců a utěsnit tak i spalovací prostor. Dle obvyklých zvyklostí je požadována přitlačovací síla v ose vstřikovače 5000N. Tato síla při běhu motoru ještě vzroste maximálním tlakem při spalování, který je u tohoto motoru 14,2 MPa. Pro účely připevnění vstřikovače byla vymodelována vidlice. Tato vidlice je velmi namáhanou součástí, a to jak statickým, tak i cyklickým namáháním, a proto je pro ni (a pro

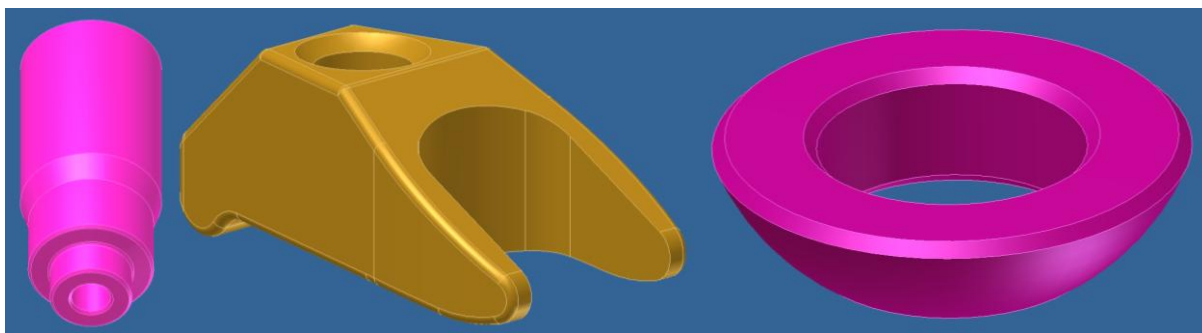


Obr. 4. 11 Uchycení vstřikovače



šroubový spoj, který připevňuje vidlici k hlavě válců) proveden podrobný návrhový a kontrolní výpočet v kapitole 5.2.

Vidlice je svými stykovými plochami, které mají válcový tvar, z důvodů přímkového styku hlavy nebo vstřikovače s vidlicí a z důvodu průhybu vidlice, přitlačována přes kulovou podložku, která byla součástí systému s řadovým vstřikovacím čerpadlem. Tuto komponentu se podařilo zachovat. Kulová plocha je zvolena k přesnému ustavení a vystředění vidlice vůči ostatním součástem zástavby. Celkové vnější rozměry vidlice byly zvoleny zejména s ohledem na prostor mezi můstky ventilů, které výrazně omezují prostor pro vidlici, a také s ohledem na vnější rozměry vstřikovače, které mají vyfrézovanou drážku právě pro účely uchycení vstřikovače. Při bočním pohledu na vidlici je vidět, že má lichoběžníkový tvar, což bylo zvoleno na základě průběhu ohybového momentu v součásti. Nejvyšší průřez vidlice je v místě maximálního ohybového momentu, tedy v ose šroubu a směrem k místům styku vidlice s hlavou válců (se vstřikovačem) se výška (a průřez) vidlice snižuje. Vidlice je optimálně navržena na základě výpočtu v již zmíněných následujících kapitolách, ve kterých jsou k tomuto uchycení uvedeny další podrobnosti.



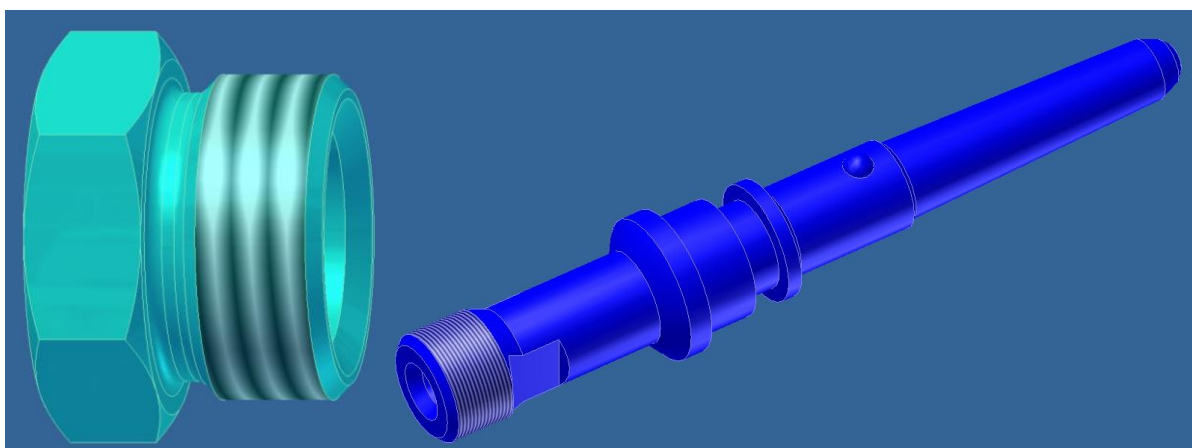
Obr. 4. 12 Komponenty uchycení vstřikovače (pouzdro vstřikovače, vidlice a kulová podložka)

4.4.2 PŘÍVOD PALIVA KE VSTŘIKOVAČI

Nyní jsou již všechny čtyři vstřikovače pevně přichyceny v hlavě válců včetně utěsnění spalovacích prostorů. Teď je potřeba přivést k jednotlivým vstřikovačům palivo. To bylo zajištěno díky hrdlu, které je umístěno v původní díře v hlavě válců. Při umísťování vstřikovače bylo kromě jiných důležitých faktorů také nutno myslet na polohu otvoru pro přívod paliva na vstřikovači vzhledem k ose díry pro umístění hrdla vstřikovače. Souosost byla zajištěna vhodnou výškou pouzdra vstřikovače mezi opěrnou plochou pouzdra na hlavu válců a opěrnou plochou vstřikovače na pouzdro.

Samotné hrdlo, které se podařilo zachovat stejné, jako používal vstřikovač u systému s řadovým vstřikovacím čerpadlem, čímž se opět lehce sníží náklady na přestavbu, se tedy volně zasune do otvoru v hlavě válců, a poté je převlečným šroubem se závitem M24, jehož centrální otvor má větší průměr než je průměr závitu hrdla pro matici potrubí, a který je šroubován do hlavy válců, tlačен přes tlakovou přípojku do vstřikovače, čímž dojde k utěsnění mezi vstřikovačem a jeho hrdlem. Pro utahování převlečného šroubu je stanoven utahovací moment **50 – 55 N.m** a samotné utahování je realizováno až po utažení šroubu vidlice, tedy až po důkladném seřízení a připevnění vstřikovače.

Vzhledem k tomu, že obě součásti zajišťující přívod paliva ke vstřikovači (hrdlo a převlečný šroub) se podařilo zachovat z původního fungujícího vstřikovacího systému, tak není potřeba provádět jakýkoliv kontrolní výpočet.



Obr. 4. 13 Komponenty přívodu paliva ke vstřikovači (hrdlo vstřikovače a převlečný šroub)



Obr. 4. 14 Uchycení všech vstřikovačů v hlavě válců včetně přívodu paliva hrdly

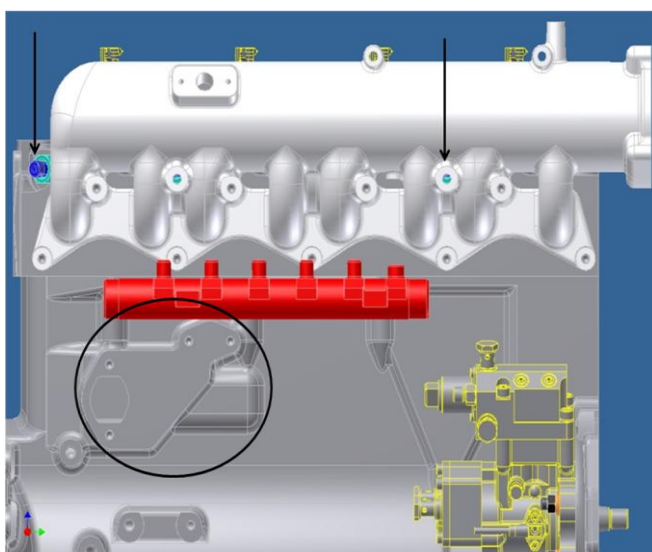
4.5 PROBLEMATIKA VYSOKOTLAKÉHO ZÁSOBNÍKU A VYSOKOTLAKÝCH POTRUBÍ

Problematika umístění vysokotlakého zásobníku a přivedení vysokotlakých potrubí k němu byla další částí aplikace systému Common-Rail na traktorový motor Zetor Z 1605. Firma Motorpal, která již byla v předchozích kapitolách představena, doporučila pro zástavbu na tento motor vysokotlaký zásobník (Rail), který je na obr. 4. 17. Tento Rail se ovšem ukázal pro aplikaci jako naprosto nevhodný. Důvodem jsou zejména požadavky na vysokotlaká potrubí, které vyplývají jak ze zásad pro systém Common-Rail, tak z prostorových možností motoru a výrobních možností potrubí. Konkrétně se jedná o tyto požadavky:

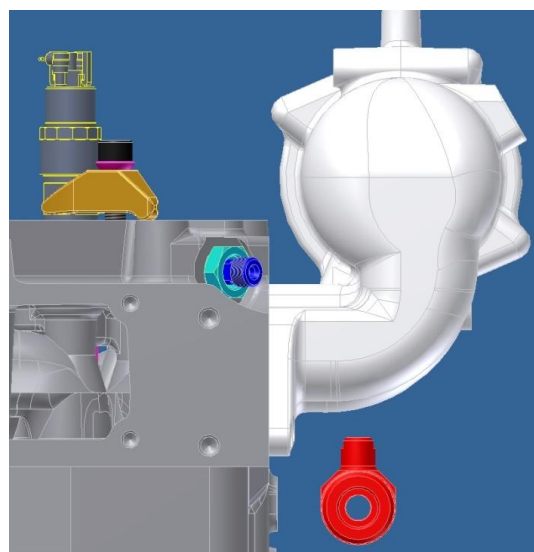
- stejná délka všech potrubí vedených od vstřikovačů k vysokotlakému zásobníku (z důvodu stejného tlaku paliva přivedených k jednotlivým vstřikovačům),
- vysokotlaká potrubí by měla mít co nejkratší délku (kvůli tlakovým ztrátám),
- dvě a dvě potrubí shodná i tvarově (pro zjednodušení výroby),



- minimální poloměr ohybu trubek (střední osy) 18 mm, proto aby nedošlo při výrobě ke změně průřezu trubky,
- délka rovné části mezi dvěma po sobě následujícími ohyby by měla být alespoň dvakrát delší než je vnější průměr potrubí (z důvodů snížení ceny výroby a menších nároků na ohýbací nástroje a stroje),
- vedení vysokotlakých potrubí je výrazně omezeno také vůči komoře sání, která je připevněna z boku k hlavě válců.

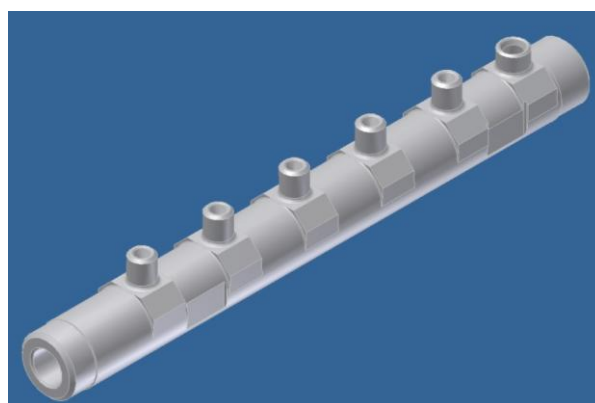


Obr. 4. 15 Posouzení možností umístění doporučeného Railu (čelní pohled)



Obr. 4. 16 Posouzení možností umístění doporučeného Railu (boční pohled)

Při zvážení jednotlivých požadavků a podrobném prozkoumání možností umístění a realizace na motoru (viz. obr. 4. 15 a 4. 16) je patrné, že doporučený vysokotlaký zásobník nebude možno použít, a to především z důvodů nepříhodného rozmístění náliťků pro uchycení vysokotlakých potrubí. Na obr. 4. 15 jsou černými šipkami přibližně vyznačena místa, kde se nachází první a poslední koncovka hrdla vstřikovače, ke kterým je nutné potrubí co nejkratší cestou přivést. Z toho vyplývá, že celý Rail má příliš krátkou délku a navíc by se za současného stavu velmi špatně vybíraly dva otvory, ke kterým by se Rail připevnil. Dalším důvodem, proč není možné doporučený vysokotlaký zásobník použít je vzhledem k jeho umístění. Poloha, jaká je naznačená na obr. 4. 15 a 4. 16, je polohou sice výhodnou pro připevňování zásobníku k motoru (ke komoře sání), avšak nebylo by možné vhodně vyrovnat délky všech čtyř trubek. To by bylo realizovatelné



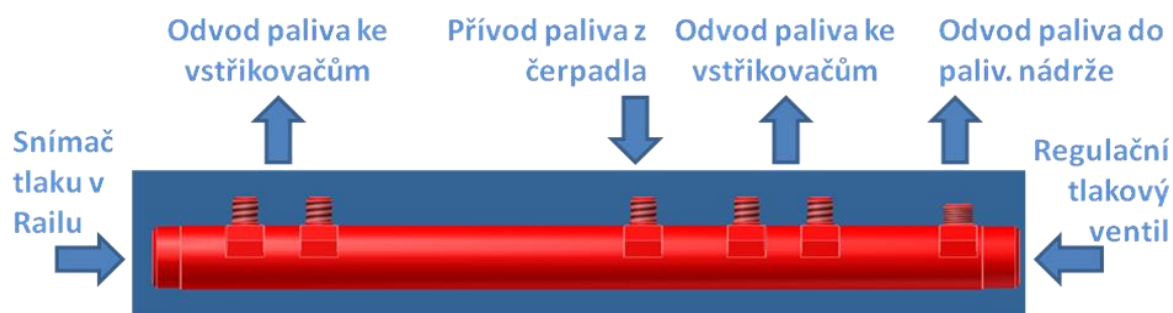
Obr. 4. 17 Doporučený Rail pro zástavbu



v případě umístění Railu níže, čemuž ovšem zase brání prostor pro další komponenty motoru, což je zdůrazněno černou elipsou na obr. 4. 15.

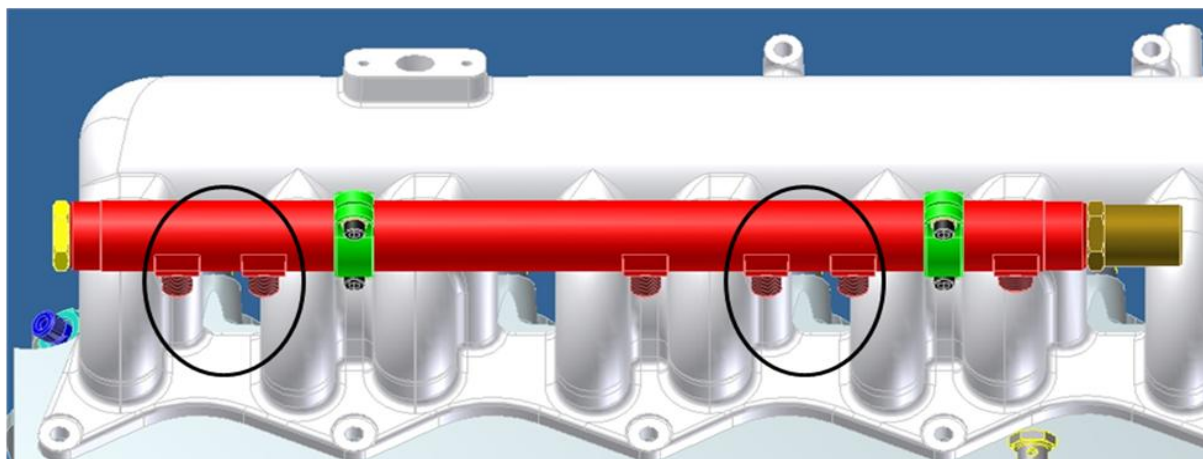
4.5.1 APLIKACE VYSOKOTLAKÉHO ZÁSOBNÍKU (RAILU)

Z předchozích odstavců tedy vyplývá, že bylo nutné zkonstruovat nový zásobník. Při jeho návrhu ovšem bylo nutno postupovat s ohledem na skutečnost, že vysokotlaký zásobník je nejproblematictější součástí systému Common-Rail, a to zejména z pohledu volby jeho objemu, jelikož ten musí být co nejmenší, aby se při nastartování motoru mohl rychle vytvořit tlak paliva v zásobníku, ale zároveň co největší, aby dokázal utlumit tlakové pulzace v palivu vzniklé nestejnoměrnou dodávkou paliva od vysokotlakého čerpadla. Zároveň je známo, že v okolí nálitku na vysokotlakém zásobníku jsou nebezpečná místa s vysokou koncentrací napětí, která často způsobují trhliny. Proto jsem se snažil při konstruování nového zásobníku neměnit tvar a rozměry těch míst, ve kterých by mohlo docházet ke změně výše zmíněných skutečností.



Obr. 4. 18 Nově vymodelovaný Rail použitý pro zástavbu

Nově vymodelovaný zásobník je na obr. 4. 18. Při jeho konstruování byla zvýšena jeho celková délka (avšak byl zachován jeho objem) a nálitky pro uchycení vysokotlakého potrubí jsem rozmístil tak, aby pro vysokotlaká potrubí vedená ke vstřikovačům se nacházela přímo proti otvorům v komoře sání (viz. obr. 4. 19). Zároveň bylo nutno oba nálitky umístit tak dostatečně daleko od sebe, aby při připevňování potrubí pomocí matic šly tyto matice běžným maticovým klíčem utáhnout. Ostatní nálitky již byly rozmístěny do nejvýhodnější polohy, tedy jeden v místě regulačního tlakového ventilu (zpětné vedení) a druhý co nejbližší

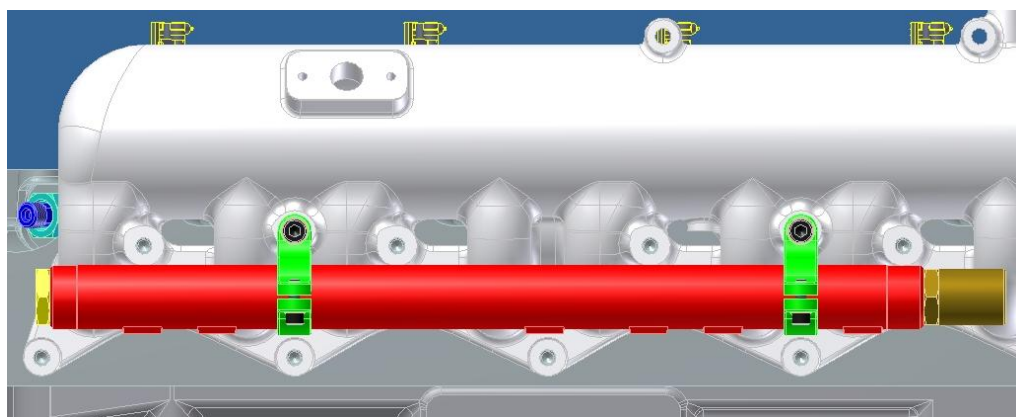


Obr. 4. 19 Nově zkonstruovaný Rail uchycený na motoru (šikmý pohled)



vysokotlakému čerpadlu (přívod stlačeného paliva do Railu). Při navrhování vysokotlakého zásobníku bylo též myšleno na dvě součásti, bez kterých by Rail neobešel. Jedná se o regulační tlakový ventil, který má za úkol při příliš vysokém tlaku nebo při nadměrně vysokém objemu paliva v Railu odvést přebytečné palivo přes zpětné potrubí zpět do palivové nádrže. Regulační tlakový ventil je tedy přišroubován k vysokotlakému zásobníku z boku (na obr. 4. 19 vpravo), obě součásti mají tedy totožnou osu souměrnosti. Součástí regulačního tlakového ventilu musí být i nálietek pro připevnění zpětného potrubí, o kterém již byla zmínka. Z druhé strany Railu je podobně jako regulační tlakový ventil přišroubován snímač tlaku (na obr. 4. 19 vlevo), který vyhodnocuje tlak ve vysokotlakém zásobníku a informace o něm posílá řídicí jednotce.

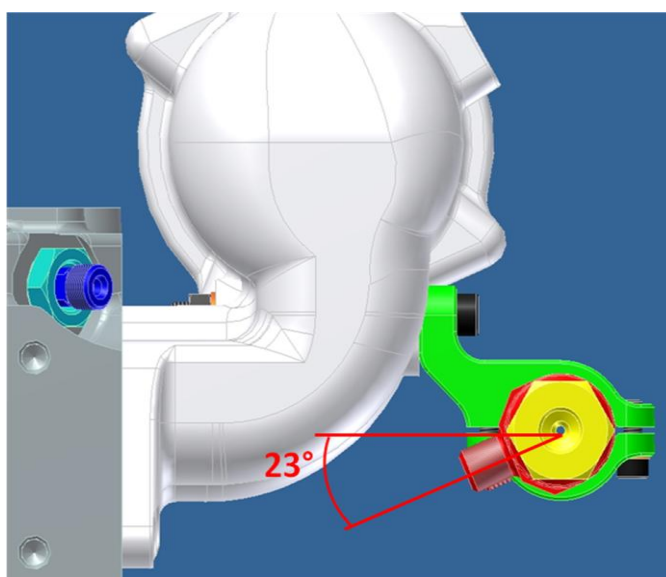
Nyní přistoupíme k uchycení vysokotlakého zásobníku. Samotné uchycení bylo provedeno pomocí součástí, které je možné vidět na obr. 4. 20 a obr. 4. 21. Jedná se o horní a dolní díl, mezi které je vložen vysokotlaký zásobník a jeho upevnění zajišťují šrouby, které sevrou oba díly k sobě (svěrný spoj). Celá tato soustava je pomocí horního dílu přichycena ke komoře sání, a to pomocí šroubů (s maticí a podložkami), které jsou vloženy do dvou zatím nevyužitých otvorů v komoře sání (ostatní otvory slouží k připevnění komory sání k hlavě válců). Na tyto upevňovací díly působí pouze síly od utažení šroubů a síly od hmotností



Obr. 4. 20 Nově zkonstruovaný Rail uchycený na motoru (čelní pohled)

komponent držených svěrným spojem. Jako materiál obou úchytů byla zvolena nízkolegovaná konstrukční ocel tř. 13 (13 141.0).

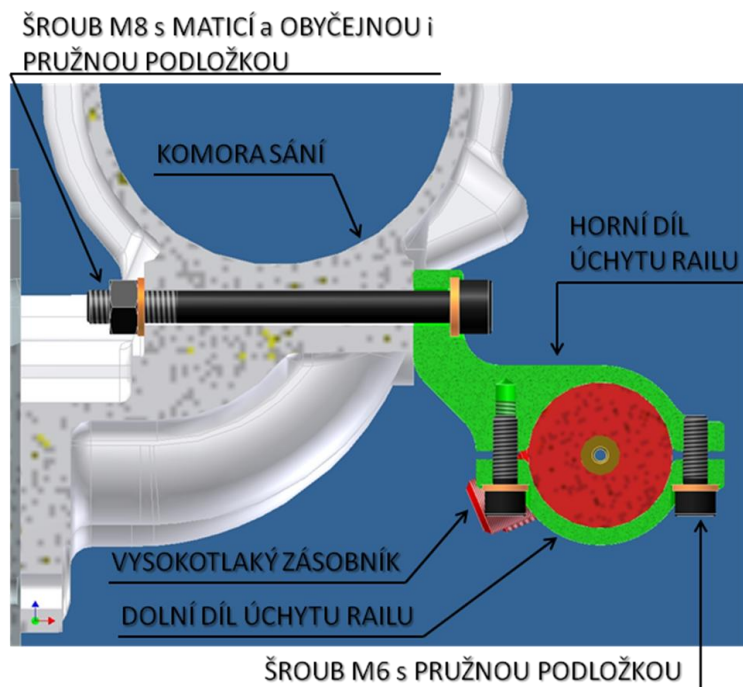
Vysokotlaký zásobník je v těchto upevňovacích dílech umístěn tak, že rovina nálietků je skloněna od roviny dosedací plochy mezi hlavou válců a klikovou skříní o 23° , což ukazuje obr. 4. 21. Tato hodnota sklonění je, jak ukázalo navrhování vysokotlakých potrubí, optimální hodnotou, jelikož při snižování tohoto úhlu sklonění dochází ke složitějšímu vyrovnávání délek všech potrubí, avšak při zvyšování tohoto úhlu dochází k neúměrnému prodlužování trubek od vstřikovačů



Obr. 4. 21 Nově zkonstruovaný Rail uchycený na motoru (boční pohled)



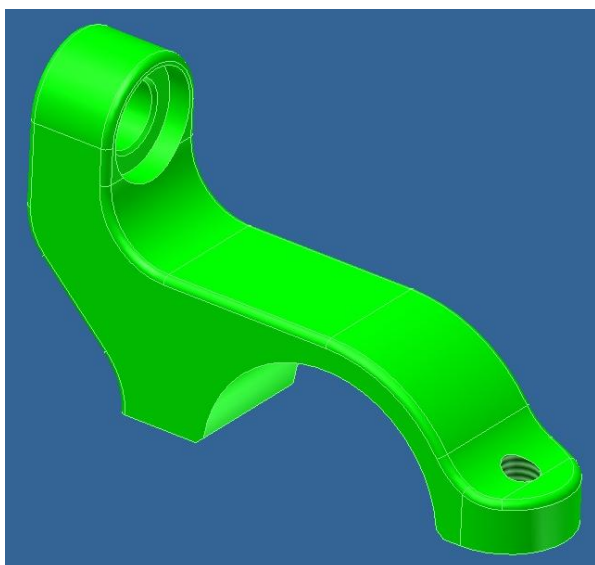
k vysokotlakému zásobníku. Obecně by se dalo říci, že při sebemenší změně zmíněného úhlu by se hůře plnily požadavky na vysokotlaká potrubí zmíněné na začátku kapitoly 4. 5.



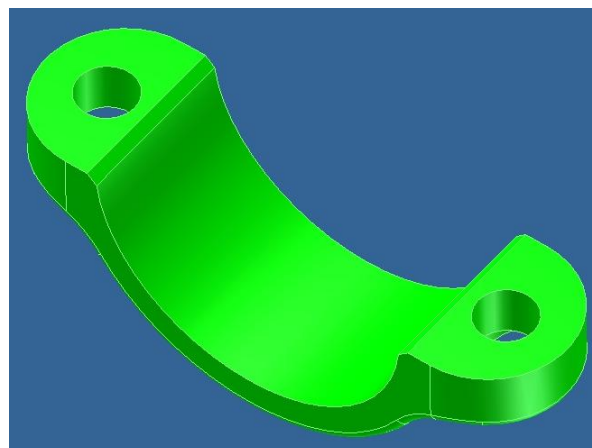
Obr. 4. 22 Řez sestavy v místě uchycení Railu

Montáž celého uchycení Railu bude probíhat tak, že nejprve se oba horní díly přišroubují ke komoře sání, ale šroub se nebude příliš utahovat, aby se mohl horní úchyt volně pohybovat. Poté se do nich vloží Rail, přiloží se dolní úchyty a šrouby M6 se zásobník uchytí, avšak opět se šrouby utáhnou pouze tak, aby Rail se mohl volně točit kolem své osy. Tím dosáhneme toho, že montážní dělník bude mít volné ruce pro další montáž a zároveň vysokotlaký zásobník bude mít možnost se volně otáčet kolem své osy a podél ní též posouvat. Tím bude možno snadno korigovat drobné výrobní nepřesnosti součástí.

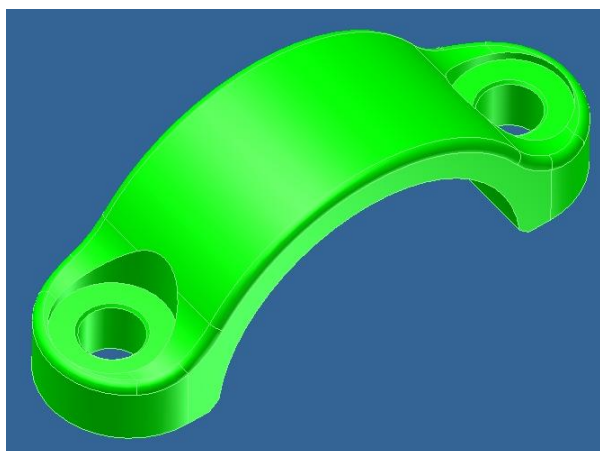
V další fázi se přistoupí k montáži všech pěti vysokotlakých potrubí, jejichž konstrukce bude popsána v následující kapitole 4. 5. 2. Až po úplném namontování všech potrubí a dotažení jejich matic je možné přistoupit k dotažení všech šroubů horního a dolního úchytu Railu předepsanými utahovacími momenty.



Obr. 4. 23 Horní úchyt Railu (horní pohled)



Obr. 4. 24 Dolní úchyt Railu (horní pohled)



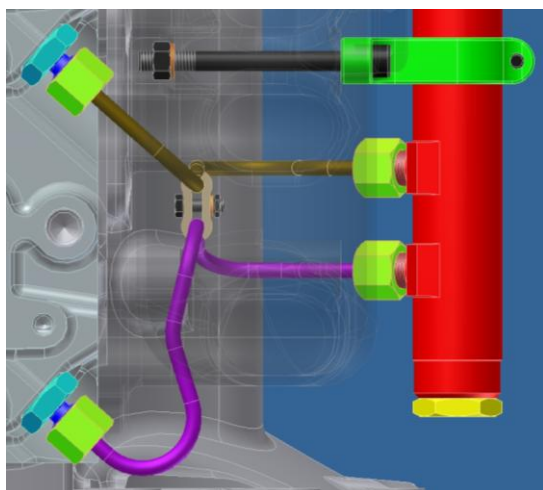
Obr. 4. 25 Dolní úchyt Railu (dolní pohled)



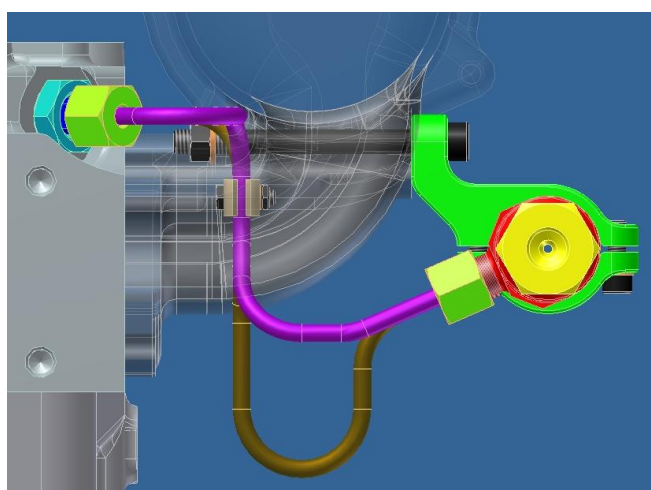
Obr. 4. 26 Horní úchyt Railu (dolní pohled)

4.5.2 APLIKACE VYSOKOTLAKÝCH POTRUBÍ

Tvorba a konstrukční návrh vysokotlakých potrubí byly vůbec nesložitějšími činnostmi v diplomové práci. Důvodem byly zmíněné požadavky z kapitoly 4. 5. Během jejich navrhování bylo vytvořeno více než deset variant, jak zmíněné požadavky splnit a trubky zkonstruovat. Jako nejoptimálnější varianta se nakonec ukázala konstrukce na obr. 4. 27 – obr. 4. 31.



Obr. 4. 27 Vysokotlaká potrubí od Railu ke vstřikovačům (horní pohled)

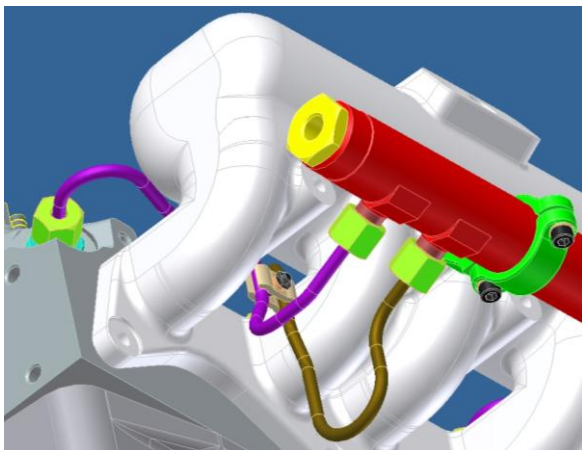


Obr. 4. 28 Vysokotlaká potrubí od Railu ke vstřikovačům (boční pohled)

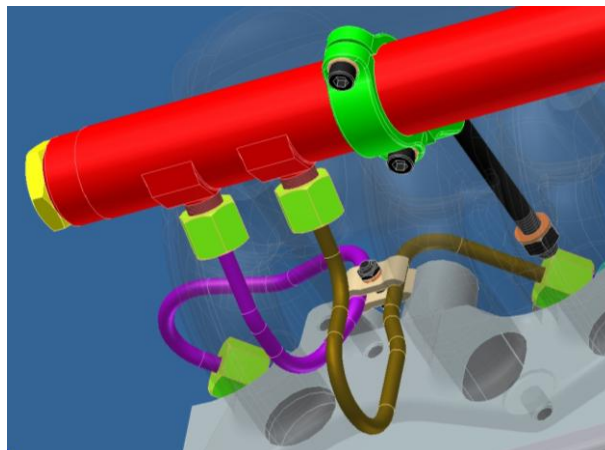
Nejprve bylo nutno potrubí co nejkratší cestou přivést do mezery (otvoru) v komoře sání, a poté opět co nejkratší cestou (s ohledem na shodnost délek potrubí) k nálitkům na vysokotlakém zásobníku. Možností, jak potrubí tvarovat bylo více a vždy se měnily s ohledem na aktuální umístění vysokotlakého zásobníku, který bylo nutno vhodně uchytit pomocí šroubů na komoru sání. Varianta, se kterou jsme se seznámili v předchozí kapitole, se



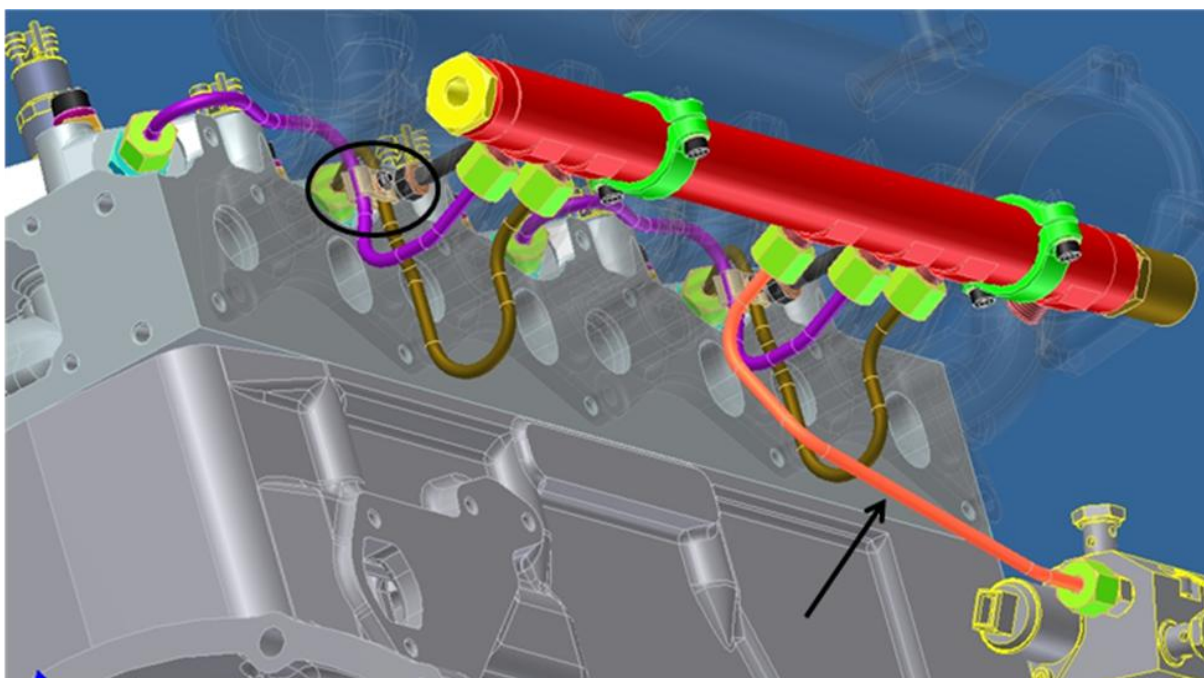
jevila z pohledu tvarování vysokotlakých potrubí jako nejpříjemnější. Jako poslední ještě zbývalo navrhnout trubku, která vede z vysokotlakého čerpadla do tlakového zásobníku. V jejím případě již nenastávaly žádné komplikace, jelikož nebylo nutno „proplétat“ trubku žádnými součástmi, a proto byla co nejkratší cestou přivedena od čerpadla k zásobníku s ohledem na výrobní zásady (viz. obr. 4. 31).



Obr. 4. 29 Vysokotlaká potrubí od Railu ke vstřikovačům (šikmý pohled)



Obr. 4. 30 Vysokotlaká potrubí od Railu ke vstřikovačům (šikmý pohled)



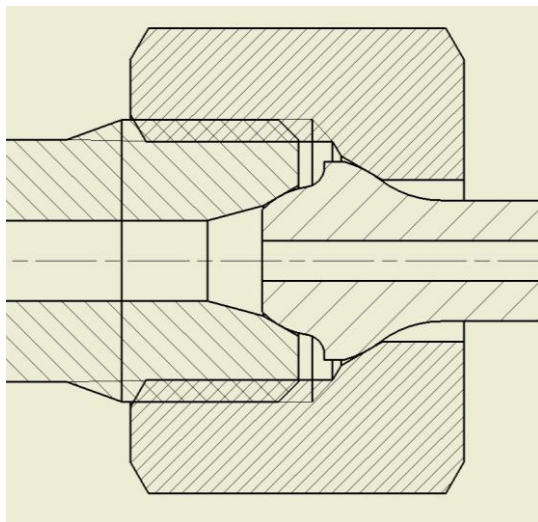
Obr. 4. 31 Vysokotlaké potrubí od Railu a svorka potrubí

Oba konce všech potrubí bylo potřeba tvarovat tak, aby vhodně pasovaly do hrdel vstřikovačů, nálitků vysokotlakého zásobníku a přípojky vysokotlakého čerpadla. Proto na konci všech potrubí bude přechováním vytvořena koncovka (řez spojení vysokotlakých trubek na obr. 4. 32), která vhodně upevní a utěsní vysokotlaké trubky vůči hrdlu, Railu a čerpadlu, což zajistí převlečená matice, která bude na potrubí navlečena před výrobou přechovaných



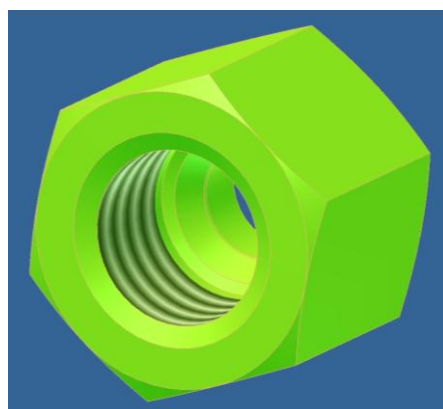
konců, a která po utažení pevně spojí potrubí s již zmíněnými vysokotlakými součástmi systému Common-Rail.

Pro zvýšení tuhosti potrubí mezi vysokotlakým zásobníkem a hrdly vstřikovačů jsou přidány svorky, které by se daly popsat jako dva vhodně tvarově ohýbané plechy spojeny centrálně šroubem a maticí s pružnou podložkou (viz. obr. 4. 34), které sousední potrubí spojí k sobě, čímž je zajištěna menší náchylnost trubek na vibrace motoru. Aby nebylo nutné měnit tyto svorky oproti koncepci v systému s řadovým vstřikovacím čerpadlem, jsou od sebe

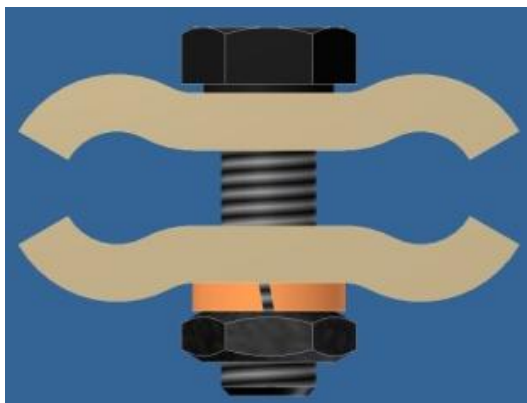


Obr. 4. 32 Řez uchycením vysokotlakého potrubí

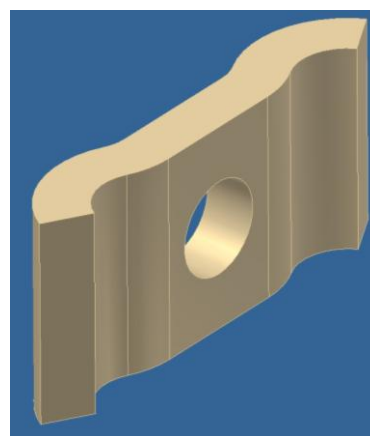
vysokotlaká potrubí v příslušném místě vzdáleny 16 mm, což je zároveň i rozteč os výlisků svorky pro sepnutí potrubí.



Obr. 4. 33 Matice potrubí



Obr. 4. 34 Svorka pro spojení vysokotlakých potrubí



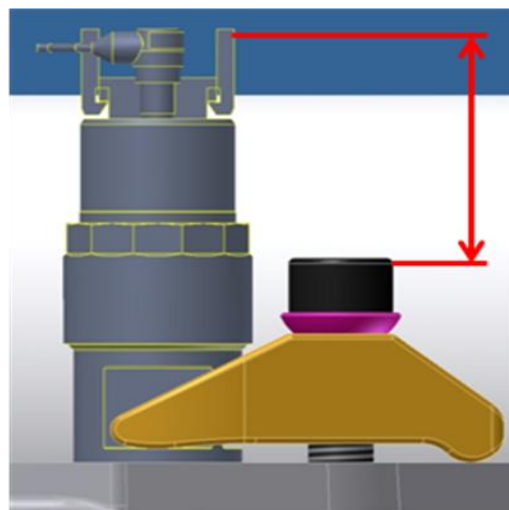
Obr. 4. 35 Ohýbaní plech svorky

4.6 KRYT VENTILŮ

V rámci přestavby ze vstřikovacího systému s řadovým vstřikovacím čerpadlem na systém Common-Rail bylo nutno upravit kryt ventilů, a to konkrétně z důvodů vstřikovačů Common-Rail, které jsou vyšší než vstřikovače předchozího zmíněného vstřikovacího systému. Vstřikovač pro systém s řadovým vstřikovacím čerpadlem přechíval oproti dosedací ploše krytu ventilů (hlavě válců) pouze o několik milimetrů a původní vidlice ho shora tlačila do hlavy válců. Konstrukce vstřikovače Common-Rail je ale jiná. Jelikož se jedná o vstřikovač s elektromagnetickým ventilem, přechíval nad dosedací plochu hlavy válců právě

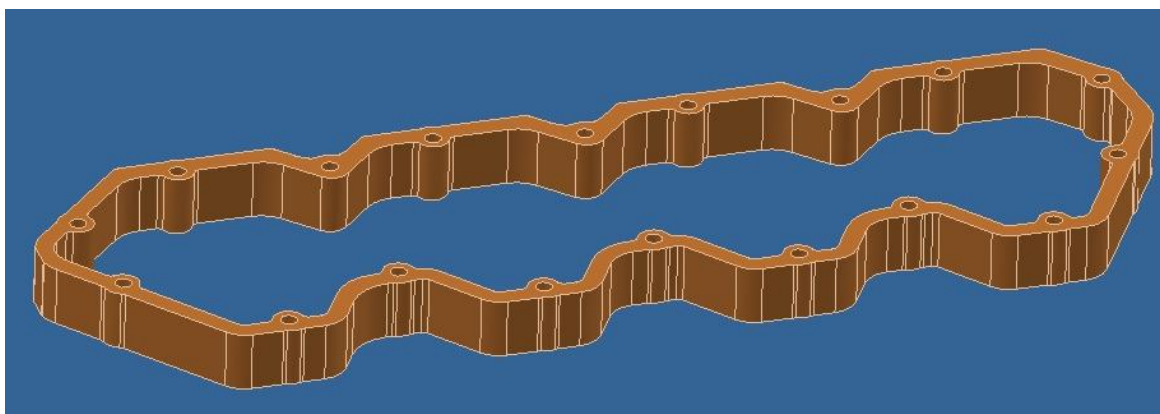


tento ventil a pro uchycení vidlice jsou z boku na vstřikovači vyfrézovány drážky. Nejvyšší místo vstřikovače je tedy zhruba o 30 mm (viz. kóta červené barvy na obr. 4. 36) nad hlavou šroubu vidlice. O tuto hodnotu je tedy nutné zvýšit v místě vstřikovačů kryt ventilů. Základní možnosti, jak to provést jsou tři:



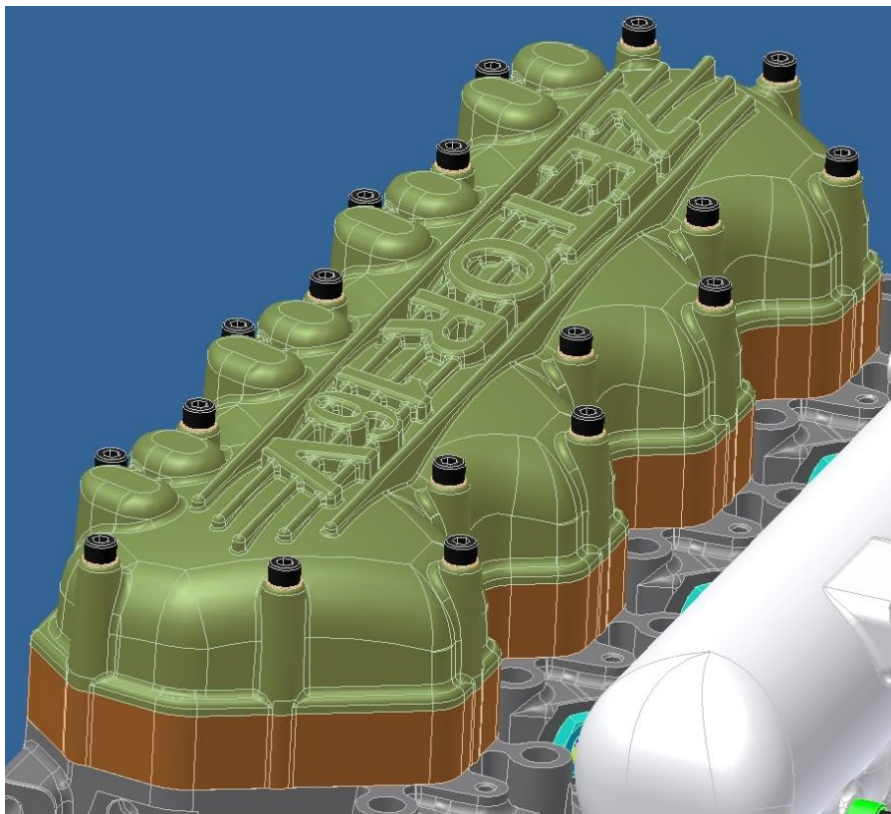
Obr. 4. 36 Důvod zvýšení krytu ventilů

- vytvořit kompletně novou hlavu válců jako hliníkový odlitek (tato možnost nebyla zvolena z důvodu výroby, jelikož by musela být vytvořena složitá forma pro odlévání a tudíž by se zvýšení krytu ventilu neúměrně prodražilo),
- vytvoření domečků pro vstřikovače – ve stávajícím krytu ventilu by se vyřezaly v místě vstřikovačů otvory a nad ně by se přivařily vytvořené domečky (tato možnost se rovněž neukázala jako nejlepší, a to zejména z důvodu obtížného svařování dvou hliníkových součástí a ani z estetického hlediska to nebyla správná volba),
- zhotovení hliníkového odlitku jako vloženého mezikusu mezi hlavu válců a kryt ventilů (tato možnost se ukázala jako nejjednodušší, a proto nic nebránilo její realizaci při této přestavbě).



Obr. 4. 37 Vložka mezi hlavu válců a kryt ventilů

Na základě spodní dosedací plochy krytu ventilů byla zkonstruována součást o konstantní výšce 32 mm, která bude vyráběna jako tvarově jednoduchý odlitek z hliníku, ve které je vytvořeno 18 stejných otvorů pro šrouby, které připevňují zároveň kryt ventilů a mezikus společně s vějířovou podložkou k hlavě válců, jak je vidět na obr. 4. 38.



Obr. 4. 38 Celkové řešení (zvýšení) krytu ventilů



5 NÁVRHOVÝ VÝPOČET A PEVNOSTNÍ KONTROLA NOVĚ NAVRŽENÝCH KOMPONENTŮ

Tato kapitola bude zaměřena zejména na analytické výpočty a MKP analýzu pro součásti, které byly v rámci přestavby vstřikovacího systému nově navrženy. Jedná se tedy o pouzdro vstřikovače, vidlici pro uchycení vstřikovače (a její šroubový spoj), horní a dolní díl uchycení vysokotlakého zásobníku (a šroub, který tyto dva komponenty spojuje), vysokotlaká potrubí a jejich matice a mezikus krytu ventilů se šroubem, který kryt ventilů a mezikus připevňuje k hlavě válce. Naopak jsou zde i součásti, které kontrolovány nebudou, protože nejsou nově navrženy (např. kulová podložka pod šroub pro uchycení vidlice, svorka potrubí, hrdlo vstřikovače a jeho převlečný šroub, atd.) nebo protože se jedná o normalizované díly (např. závrtný šroub pro uchycení čerpadla, šroubový spoj svorky potrubí, šroub spojující komoru sání s horním úchytem Railu, atd.). Následující tabulka uvádí hodnoty maximálního utahovacího momentu v závislosti na rozměru závitu a třídě pevnosti zvoleného šroubu.

Tab. 5. 1 Hodnoty maximálních utahovacích momentů [62]

Rozměr závitu	Třída pevnosti				
	5 D (5.6)	6 S (5.8)	8 G (8.8)	10 K (10.9)	12 K (12.9)
M 6	4,3	7,3	9,7	13,5	16,5
M 8	10,0	17,5	23,5	33,0	39,5
M 8 X 1	10,0	17,5	23,0	32,5	39,0
M 10	20,5	35,5	47,5	67,0	80,5
M 10 X 1, 25	20,5	35,0	47,0	66,0	79,5
M 12 X 1, 50	35,5	61,0	81,0	114,0	137,0
M 14 X 1, 5	56,0	96,0	128,0	180,0	216,0

5.1 POUZDRO VSTŘIKOVAČE

Pouzdro vstřikovače je namáháno ve své spodní části tlakově maximální silou 5000N. Jako materiál pouzdra byla zvolena běžná konstrukční ocel třídy 11 (11 500.0), která má s bezpečností 2 dovolené napětí v tlaku pro míjivé zatížení (mění se při běhu motoru díky tlaku ve spalovacím prostoru) $p_{dP} = 90\text{MPa}$.

Maximální síla působící na pouzdro vstřikovače: $F_{VS} = 5000\text{N}$

Mezikruhový průřez namáhaný tlakem:

- vnější průměr: $d_{P1} = 15\text{mm}$

- vnitřní průměr: $d_{P2} = 7,2\text{mm}$

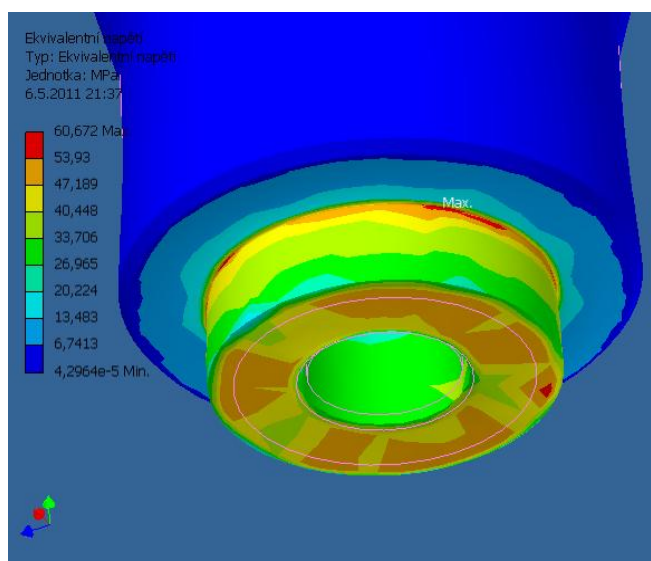
Tlak na spodní část pouzdra:

$$p_P = \frac{F_{VS}}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_{P1}^2 - d_{P2}^2)} = \frac{5000}{\frac{3,14}{4} \cdot (15^2 - 7,2^2)} = 36,76\text{MPa}$$

Podmínka $p_P \leq p_{dP}$ je splněna. [65]



Pevnostní výpočet pouzdra byl proveden jak analyticky, tak i pomocí nástavby programu Autodesk Inventor pro jednoduché výpočty metodou konečných prvků. Analytickým způsobem pevnostně pouzdro bez problému vyhovělo. Pevnostní analýza programem Inventor vyhodnotila maximální hodnotu redukovaného napětí dle podmínky HMH zhruba 60 MPa (viz. obr. 5. 1). Při konfrontaci s mezí kluzu zvoleného materiálu ($R_e = 300 \text{ MPa}$) vychází bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti přibližně 5, což je bohatě vyhovující hodnota.



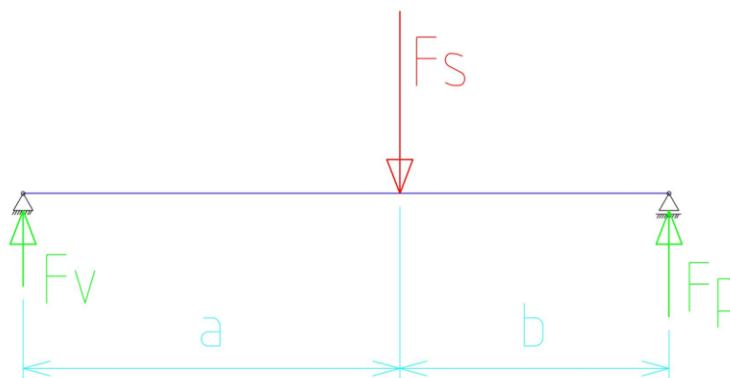
Obr. 5. 1 Rozložení napětí v dolní části pouzdra (redukované napětí dle podmínky HMH)

5.2 UCHYCENÍ VSTŘIKOVAČŮ

5.2.1 NÁVRH VIDLICE PRO UCHYCENÍ VSTŘIKOVAČE

VÝPOČET SIL PŮSOBÍCÍCH NA VIDLICI

Pro prvotní zjednodušení výpočtu byla vidlice brána jako prut – a to i když nejsou splněné prutové předpoklady. Jedná se tedy o nosník na dvou podporách (vstřikovač a hlava válce) zatížený osamělou silou (šroub), viz. obr. 5. 2. [66]



Obr. 5. 2 Výpočtový model vidlice (nosník na dvou podporách zatížený osamělou silou)

Na začátku byly zvoleny rozměry vidlice (nosníku). Ty byly ovlivněny především místem, které omezovaly můstky ventilů. Zároveň bylo snahou vzdálenost od osy vstřikovače k ose šroubu snížit na minimální možnou hodnotu, čímž se minimalizuje maximální ohybový moment a hodnoty napětí ve vidlici.

Zvolené hodnoty:

Vzdálenost osy vstřikovače od osy šroubu:

$$a = 28\text{mm}$$

Vzdálenost osy šroubu od osy podpory:

$$b = 20\text{mm}$$

Na obrázku uvedeném výše se každá síla skládá ze dvou složek. Jedná se o sílu vyvolanou předpětím šroubu (vyšší hodnota) a o sílu vyvolanou tlakem plynu ve spalovacím prostoru při chodu motoru. Její velikost ovšem díky spalování není stálá, proto se bude nutno později zabývat i kontrolou součástí z hlediska mezního stavu únavové pevnosti. To ale později.

Nejprve se tedy budeme zabývat silami působícími v ose vstřikovače. Vyšší část velikosti její celkové hodnoty pokrývá předpětí. To je na základě zkušeností doporučeno volit v rozmezí přibližně 4000 – 6000N. Já tedy zvolím prostřední hodnotu. Nižší část velikosti pokrývá, jak již bylo řečeno, síla od tlaku plynu. Její velikost bude vypočítána na základě znalosti maximálního tlaku při spalování a průměru otvoru pro vstřikovací trysku.

Znamé hodnoty:

Síla působící na vstřikovač vzniklá předpětím šroubu:

$$F_{VS} = 5000\text{N}$$

Průměr otvoru pro vstřikovací trysku:

$$d_{VT} = 7,5\text{mm}$$

Maximální tlak ve spalovacím prostoru při chodu motoru:

$$p_{MAX} = 14,2\text{MPa}$$

$$p_{MAX} = \frac{F_{VP}}{S_{VT}} \quad \dots \text{kde} \dots \quad S_{VT} = \frac{\pi \cdot d_{VT}^2}{4} \quad \Rightarrow F_{VP} = p_{MAX} \cdot \frac{\pi \cdot d_{VT}^2}{4} = 14,2 \cdot \frac{\pi \cdot 7,5^2}{4} = \underline{627,34\text{N}}$$

Celková síla působící na vstřikovač:

$$F_V = F_{VS} + F_{VP} = 5000 + 627,34 = \underline{5627,34\text{N}}$$

Celková síla působící na vstřikovač ovšem takovou velikost nemá, jelikož je do výpočtu ještě nutno zahrnout tuhost soustavy. Ta ale bude řešena až později, jelikož pro návrhový výpočet vidlice tato síla bohatě postačuje. Nyní přejdeme na výpočet ostatních sil působících na vidlici (nosník). K tomu je potřeba určit součet momentů k oběma podporám (vstřikovač - A a hlava válců - B).

$$\sum M_A = 0: -F_S \cdot a + F_P \cdot (a + b) = 0$$

$$\sum M_B = 0: F_S \cdot b - F_V \cdot (a + b) = 0$$

Z těchto rovnic vyplývají vztahy pro výpočet ostatních (teoretických) sil na nosníku:

$$F_{Pi} = F_{Vi} \cdot \frac{a}{b}$$

$$F_{Si} = F_{Vi} \cdot \frac{a + b}{b}$$

Index „i“ u sil značí možnost použití tohoto vztahu jak pro výpočet celkové (teoretické) síly, tak i pro výpočet jejich složek. Všechny hodnoty sil jsou vypočítány a přehledně zapsány v tabulce 5. 2.



Tab. 5. 2 Výsledné teoretické síly působící na vidlici

	VSTŘIKOVAČ	ŠROUB	PODPORA
Síla vzniklá předpětím šroubu	$F_{VS} = 5000N$	$F_{SS} = 12000N$	$F_{PS} = 7000N$
Síla vzniklá tlakem při spalování	$F_{VP} = 627,34N$	$F_{SP} = 1505,61N$	$F_{PP} = 878,28N$
Celková (teoretická) síla	$F_V = 5627,34N$	$F_S = 13505,61N$	$F_P = 7878,28N$

VOLBA MATERIÁLU VIDLICE

Když vezmeme v úvahu fakt, že na vidlici působí velké síly při poměrně malých rozměrech, je jasné, že bude nutno použít materiál s vysokou pevností. Dále je potřeba vzít v úvahu i to, že se bude jednat o sériovou výrobu tohoto dílu. Proto byla vybrána nízkolegovaná ocel ke tváření (legovaná chromem a vanadem) zušlechťená na střední pevnost obvyklou u příslušné oceli.

Označení zvoleného materiálu: **15 230.7**

Charakteristické hodnoty pro zvolený materiál: [65, 68]

Mez pevnosti zvoleného materiálu:

$$R_{mV} = 1080MPa$$

Mez kluzu zvoleného materiálu:

$$R_{eV} = 835MPa$$

Modul pružnosti u oceli:

$$E_V = 210000MPa$$

Poissonovo číslo u oceli:

$$\mu_V = 0,3$$

Mez únavy v ohybu (pro souměrně střídavý cyklus):

$$\sigma_{oC} = 330MPa$$

Mez únavy v ohybu (pro míjivý cyklus):

$$\sigma_{oHC} = 650MPa$$

NÁVRH ROZMĚRŮ VIDLICE V OSE ŠROUBU

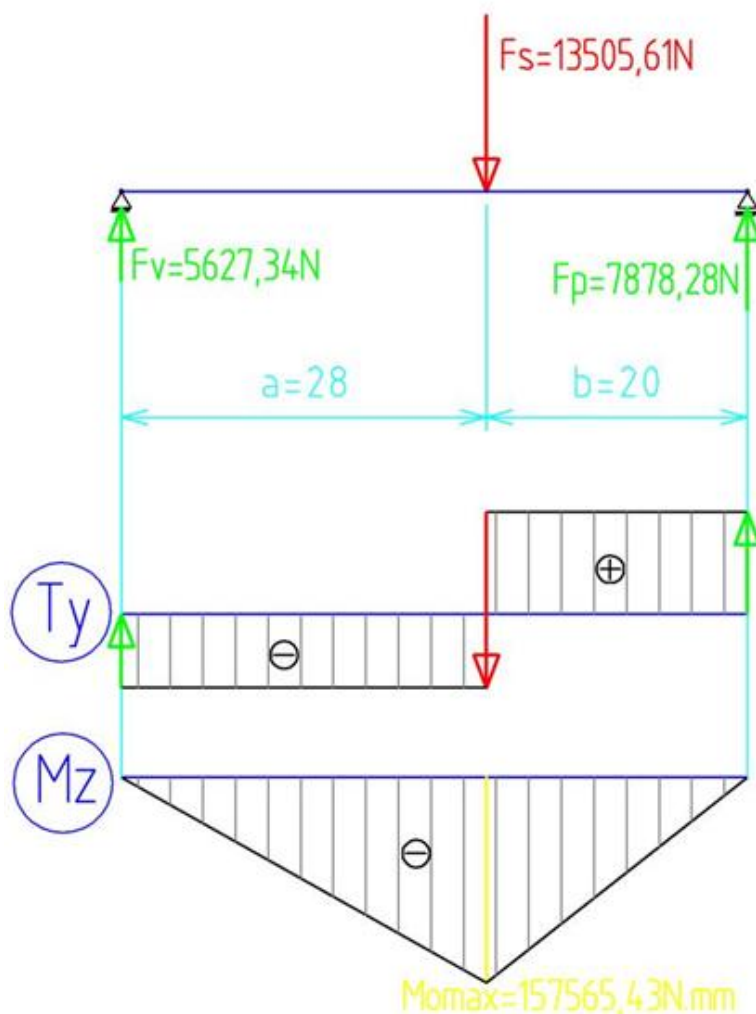
Toto místo, pro volbu rozměrů vidlice, není vybráno náhodou. Vidlice je hlavně namáhána na ohyb, a jak bude vidět z následujícího obrázku, ukazujícího výsledné vnitřní účinky v nosníku (ve vidlici), je to místo s největším ohybovým momentem.

Výpočet maximálního ohybového momentu:

$$M_{oMAX} = F_V \cdot a = F_P \cdot b = 5627,34 \cdot 28 = \underline{157565,43N \cdot mm}$$



Kromě maximálního ohybového momentu je potřeba pro výpočet nominálního napětí znát velikost modulu průřezu v ohybu. K tomu je potřeba zvolit hodnoty, které jsou vidět na obr. 5. 4. Volba ovšem není snadná. Šířku b omezuje místo vzhledem k sacím a výfukovým ventilům, výšku h zase vybrání ve vstříkovači, který by nebylo vhodné upravovat. Poslední rozměr D byl zvolen na základě předběžné volby průměru šroubu (M10), kterým bude vidlice upevněna. Správnost volby těchto rozměrů později určí grafické programy a pevnostní kontrola šroubu.



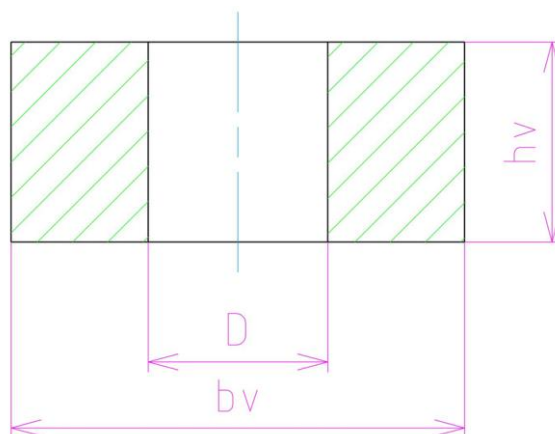
Obr. 5. 3 Výsledné vnitřní účinky na nosníku (ve vidlici)

Volba rozměrů daného průřezu:

Šířka vidlice v místě šroubu: $b_v = 18\text{mm}$

Výška vidlice v místě šroubu: $h_v = 20\text{mm}$

Průměr díry pro zvolený šroub: $D = 10,5\text{mm}$



Obr. 5. 4 Průřez vidlice v místě maximálního ohybového momentu



Modul průřezu v ohybu v místě osy šroubu (v místě maximálního ohybového momentu):

$$W_o = \frac{(b_v - D)h^2}{6} = \frac{(18 - 10,5)20^2}{6} = 500 \text{ mm}^3$$

Nominální napětí v místě osy šroubu (v místě maximálního ohybového momentu):

$$\sigma_{oN} = \frac{M_{oMAX}}{W_o} = \frac{157565,43}{500} = 315,13 \text{ MPa}$$

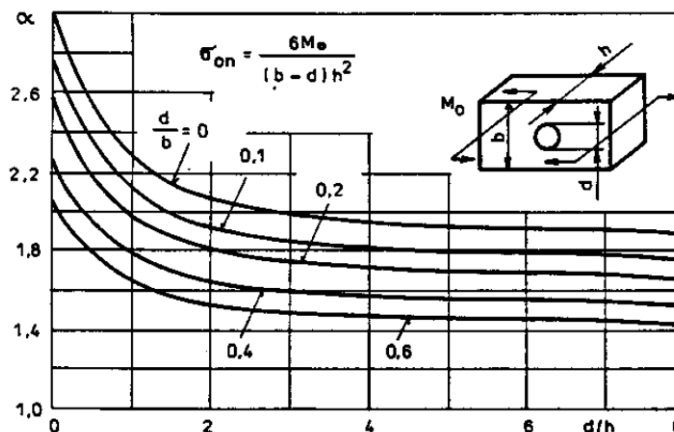
Nominální napětí se ovšem ještě od maximálního liší, protože v místě díry vzniká špička napětí. Ta je charakterizována hodnotou součinitele kontrakce, kterou získáme z grafu učebnice PP I [66] s pomocí těchto hodnot:

$$\frac{D}{b_v} \left(\frac{d}{b} \right) = 0,58$$

$$\frac{D}{h_v} \left(\frac{d}{h} \right) = 0,53$$

Součinitel kontrakce této díry:

$$\alpha_D = 1,8$$



Obr. 5. 5 Součinitel kontrakce pro díru (ohýbaná součást) [66]

Maximální napětí v místě osy šroubu (v místě maximálního ohybového momentu):

$$\sigma_{oMAX} = \sigma_{oN} \cdot \alpha_D = 315,13 \cdot 1,8 = 567,24 \text{ MPa}$$

Výsledná bezpečnost v místě osy šroubu (v místě maximálního ohybového momentu):

$$k_k = \frac{R_{eV}}{\sigma_{oMAX}} = \frac{835}{567,24} = 1,472 < 1,4 \text{ (požadovaná bezpečnost) [65, 66]}$$

5.2.2 VÝPOČET ŠROUBOVÉHO SPOJE PRO UCHYCENÍ VIDLICE VSTŘIKOVAČE

VOLBA ŠROUBU PRO UPEVNĚNÍ

K připevnění vidlice k hlavě válců byl vybrán šroub s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem, a to z důvodu menších nároků na místo při montáži, popřípadě demontáži. Již v předchozí kapitole byl zvolen průměr díry pro šroub ($D=10,5\text{mm}$). Proto je jasné, že se bude jednat o šroub se závitem M10. Délka šroubu byla zvolena na základě modelu sestavy, kde ji omezoval přívod paliva ke vstřikovači.

Označení zvoleného šroubu:

ŠROUB M10x40 - ISO 4762 – 10.9



Charakteristické hodnoty pro materiál šroubu: [64, 68]

Mez pevnosti materiálu:	$R_{mS} = 1000MPa$
Mez kluzu materiálu:	$R_{p0,2S} = 940MPa$
Mez únavy v tahu (pro souměrně střídavý cyklus):	$\sigma_C = 340MPa$
Mez únavy v tahu (pro míjivý cyklus):	$\sigma_{HC} = 640MPa$
Dovolený tlak v závitech šroubu:	$p_{dS} = 125MPa$
Dovolený tlak v závitech hlavy válců (s bezpečností 1,5):	$p_{dH} = 80MPa$

Charakteristické hodnoty pro závit šroubu: [65]

Velký průměr závitu:	$d = 10mm$
Malý průměr závitu:	$d_1 = 8,376mm$
Střední průměr závitu:	$d_2 = 9,026mm$
Nejmenší průměr závitu:	$d_3 = 8,160mm$
Úhel stoupání metrického závitu:	$\psi = 30^\circ$
Stoupání závitů:	$P = 1,5mm$
Poloměr zaoblení dna závitu:	$r = 0,25mm$

PEVNOSTNÍ KONTROLA ŠROUBU

Tento zvolený šroub je potřeba zkontrolovat na tahové namáhání a na otláčení v závitech. Ve všech těchto případech bude šroub namáhán tahovou osovou silou $F_s = 13505,61N$.

TAHOVÉ NAPĚTÍ VE ŠROUBU

Plocha průřezu pro kontrolu šroubu na tah:

$$S_t = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{9,026 + 8,160}{2} \right)^2 = 57,99mm^2$$

Tahové napětí ve šroubu:

$$\sigma_t = \frac{F_s}{S_t} = \frac{13505,61}{57,99} = 232,88MPa$$

Vzhledem k bezpečnosti, vrubům od závitů a charakteru zatížení vypočítáme dovolené tahové napětí [64, str. 39]:

$$\sigma_{dt} = 0,25 \cdot R_{p0,2S} = 0,25 \cdot 940 = 235MPa$$

Podmínka pevnosti v tahu $\sigma_t \leq \sigma_{dt}$ je splněna. [64, 65]

OTLAČENÍ V ZÁVITECH

Délka šroubu zašroubovaného v hlavě: $l_{ZH} = 12,68mm$



Počet závitů zašroubovaných v hlavě: $z = \frac{l_{ZH}}{P}$

Nosná výška závitu: $H_1 = \frac{d - d_1}{2}$

Nosná plocha všech závitů zašroubovaných do hlavy: $S_{zs} = \pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z$

Tlak působící na závity:

$$p_{zs} = \frac{F_s}{S_{zs}} = \frac{F_s}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} = \frac{F_s}{\pi \cdot d_2 \cdot \left(\frac{d - d_1}{2} \right) \cdot \frac{l_{ZH}}{P}} = \frac{2 \cdot F_s \cdot P}{\pi \cdot d_2 \cdot (d - d_1) \cdot l_{ZH}}$$

$$p_{zs} = \frac{2 \cdot F_s \cdot P}{\pi \cdot d_2 \cdot (d - d_1) \cdot l_{ZH}} = \frac{2 \cdot 13505,61 \cdot 1,5}{3,14 \cdot 9,026 \cdot (10 - 8,376) \cdot 12,68} = \underline{69,39 \text{ MPa}}$$

Podmínky $p_{zs} \leq p_{ds}$ a $p_{zs} \leq p_{dH}$ jsou splněny. [64, 65]

ÚTAHOVACÍ MOMENT ŠROUBU

Pro montáž předepjatého šroubu je vždy nutno předepsat velikost utahovacího momentu. Ten se skládá ze dvou složek – třecí moment v závitech šroubu a třecí moment mezi hlavou šroubu a podložkou. V prvním případě se jedná o tření ocelové plochy na ocelovou plochu, ve druhém je to styk oceli se šedou litinou (hlava válců).

Součinitel stykového tření mezi šroubem a hlavou válců (ocel x litina): $\mu_1 = 0,17$ [63]

Součinitel stykového tření mezi šroubem a podložkou (ocel x ocel): $\mu_2 = 0,14$ [63]

Síla působící na šroub vzniklá jeho předpětím: $F_{ss} = 12000 \text{ N}$

Největší a nejmenší průměr dosedací plochy hlavy šroubu: $D_K = 16 \text{ mm}$

$D_P = 11,5 \text{ mm}$

Třecí moment v závitech šroubu:

$$M_{TZ} = F_{ss} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot [\operatorname{tg}(\psi) + \mu_1] = 12000 \cdot \frac{9,026}{2} \cdot [\operatorname{tg}(30^\circ) + 0,17] = 40473,5 \text{ N.mm}$$

Třecí moment v dosedací ploše:

$$M_{TP} = F_{ss} \cdot \left(\frac{D_K + D_P}{4} \right) \cdot \mu_2 = 12000 \cdot \left(\frac{16 + 11,5}{4} \right) \cdot 0,14 = 11550,0 \text{ N.mm}$$

Celkový utahovací moment:

$$M_U = M_{TZ} + M_{TP} = 40473,5 + 11550 = 52023,5 \text{ N.mm}$$

$M_U \approx 52 \text{ N.m} \Rightarrow$ volím utahovací moment v rozmezí **50 – 52 N.m** [64]



KONTROLA ŠROUBU PŘI UTAHOVÁNÍ

U předepjatých spojů je nutno kontrolovat šroub i při utahování, jelikož v něm dochází ke kombinovanému namáhání tahem a krutem. K tomuto výpočtu použijeme podmínku HMH a jelikož je šroub vystaven tomuto namáhání pouze krátkodobě bude postačovat minimální bezpečností pouze $k_U = 1,3$.

Plocha průřezu pro kontrolu šroubu na tah:

$$S_t = 57,99 \text{ mm}^2$$

Tahové napětí ve šroubu při utahování:

$$\sigma_U = \frac{F_{ss}}{S_t} = \frac{12000}{57,99} = 206,92 \text{ MPa}$$

Modul průřezu v krutu:

$$W_K = \frac{\pi}{16} \cdot d_3^3 = \frac{\pi}{16} \cdot 8,16^3 = 106,68 \text{ mm}^3$$

Napětí v krutu ve šroubu při utahování:

$$\tau_U = \frac{M_{TZ}}{W_K} = \frac{40473,5}{106,68} = 379,38 \text{ MPa}$$

Redukované napětí dle podmínky HMH:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_U^2 + 3 \cdot \tau_U^2} = \sqrt{206,92^2 + 3 \cdot 379,38^2} = \underline{688,91 \text{ MPa}}$$

Bezpečnost při utahování:

$$k_{UP} = \frac{R_{p0,2S}}{\sigma_{RED}} = \frac{940}{688,91} = \underline{1,36}$$

Podmínka $k_U \leq k_{UP}$ je splněna. [68]

5.2.3 VÝPOČET SKUTEČNÝCH PROVOZNÍCH SIL PŮSOBÍCÍCH NA VIDLICI

Jelikož se celá provozní síla (síla od tlaku při spalování) nepřenáší do šroubu, je potřeba spočítat konstanty tuhosti šroubu a vidlici, a poté spočítat skutečné provozní síly.

VÝPOČET TUHOSTI ŠROUBU

Pro výpočet tuhosti šroubu si uděláme tzv. výpočetní model. Jak je vidět na obr. 5. 6, model se skládá ze dvou částí. Pro každou část vypočítáme konstantu tuhosti a celkovou konstantu získáme prostým součtem.



Z předchozích výpočtů známé hodnoty:

Velký průměr závitu:

$$d = 10\text{mm}$$

Nejmenší průměr závitu:

$$d_3 = 8,160\text{mm}$$

Délka šroubu zašroubovaného v hlavě:

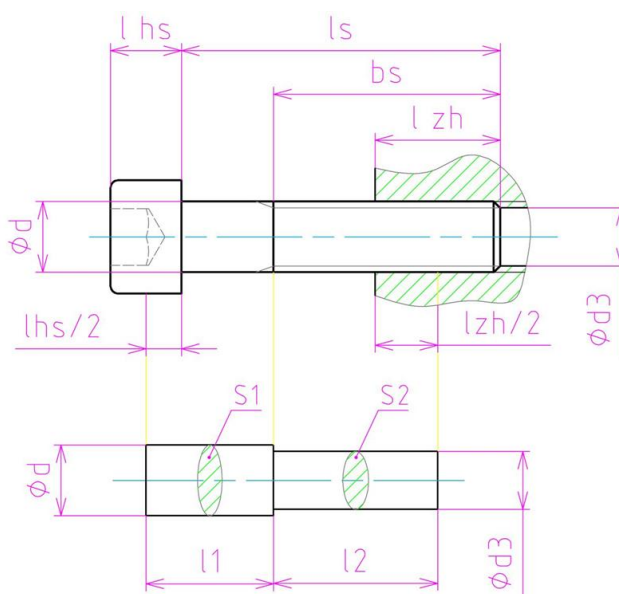
$$l_{ZH} = 12,68\text{mm}$$

Potřebné rozměry zvoleného šroubu:

Výška hlavy šroubu: $l_{HS} = 10\text{mm}$

Délka šroubu: $l_s = 40\text{mm}$

Délka závitu šroubu: $b_s = 26\text{mm}$



Obr. 5. 6 Výpočtový model pro určení tuhosti šroubu

1. část výpočtového modelu

Délka 1. části modelu pro výpočet tuhosti šroubu: $l_1 = \frac{l_{HS}}{2} + (l_s - b_s) = \frac{10}{2} + (40 - 26) = 19\text{mm}$

Plocha průřezu 1. části modelu pro výpočet tuhosti šroubu: $S_1 = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 10^2 = 78,54\text{mm}^2$

Konstanta tuhosti 1. části modelu šroubu: $C_{S1} = \frac{E \cdot S_1}{l_1} = \frac{210000 \cdot 78,54}{19} = 868073,7\text{N/mm}$

2. část výpočtového modelu

Délka 2. části modelu pro výpočet tuhosti šroubu:

$$l_2 = \frac{l_{ZH}}{2} + (b_s - l_{ZH}) = \frac{12,68}{2} + (26 - 12,68) = 19,66\text{mm}$$

Plocha průřezu 2. části modelu pro výpočet tuhosti šroubu: $S_2 = \frac{\pi}{4} \cdot d_3^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 8,16^2 = 52,3\text{mm}^2$

Konstanta tuhosti 2. části modelu šroubu: $C_{S2} = \frac{E \cdot S_2}{l_2} = \frac{210000 \cdot 52,3}{19,66} = 558647\text{N/mm}$

KONSTANTA TUHOSTI ŠROUBU:

$$C_S = C_{S1} + C_{S2} = 868073,7 + 558647 = 1426720,7\text{N/mm} \quad [68]$$

VÝPOČET TUHOSTI VIDLICE

Konstantu tuhosti vidlice zjistíme pomocí maximální hodnoty průhybu (programem Inventor) po zatížení vidlice silou potřebnou pro utahnutí šroubu pro předpětí, tedy silou $F_{SS} = 12000\text{N}$.



Zjištěný průhyb vidlice:

$$\omega = 0,04781 \text{ mm}$$

$$\text{KONSTANTA TUHOSTI VIDLICE: } C_v = \frac{F_{ss}}{\omega} = \frac{12000}{0,04781} = \underline{250993,5 \text{ N/mm}} [69, 70]$$

SKUTEČNÉ PROVOZNÍ SÍLY PŮSOBÍCÍ NA VIDLICI

Výsledná provozní síla ve šroubu:

$$F_{CS} = F_{SS} + F_{SP} \cdot \frac{C_s}{C_v + C_s} = 12000 + 1505,61 \cdot \frac{1426720,7}{250993,5 + 1426720,7} = \underline{13280,36 \text{ N}}$$

Výsledná provozní síla v podpoře:

$$F_{CP} = F_{PS} + F_{PP} \cdot \frac{C_s}{C_v + C_s} = 7000 + 878,28 \cdot \frac{1426720,7}{250993,5 + 1426720,7} = \underline{7746,88 \text{ N}}$$

Výsledná provozní síla na vstřikovač:

$$F_{CV} = F_{VS} + F_{VP} \cdot \frac{C_s}{C_v + C_s} = 5000 + 627,34 \cdot \frac{1426720,7}{250993,5 + 1426720,7} = \underline{5533,48 \text{ N}} [68, 69, 70]$$

5.2.4 KONTROLA VIDLICE A ŠROUBU VZHLEDEM K MEZNÍMU STAVU ÚNAVOVÉ PEVNOSTI

Vzhledem k tomu, že se v průběhu chodu motoru mění velikost provozní síly od tlaku při spalování, dochází ve šroubu (tah) a ve vidlici (ohyb) k cyklickému namáhání. Proto je nutné zabývat se u těchto komponent mezním stavem únavové pevnosti. V těchto případech se jako nejvhodnější pro výpočet ukázala „koncepce nominálních napětí pro neomezenou životnost“.

KONTROLA ŠROUBU VZHLEDEM K MEZNÍMU STAVU ÚNAVOVÉ PEVNOSTI

Nejprve je nutno spočítat skutečnou mez únavy šroubu. Ta se oproti teoretické mezi únavy násobí opravnými koeficienty závisujícími na velikosti součásti, povrchu součásti a vrubech na součásti.

Určení součinitele velikosti součásti:

Součinitel velikosti v tahu (závisí na charakteristickém rozměru vzorku – $\delta=8\text{mm}$, materiálové konstantě – $\kappa=0,02$ a malém průměru závitu):

$$\nu_{1s} = 1 - \sqrt{\kappa \cdot \log\left(\frac{d_3}{\delta}\right)} = 1 - \sqrt{0,02 \cdot \log\left(\frac{d_3}{8}\right)} = 1 - \sqrt{0,02 \cdot \log\left(\frac{8,16}{8}\right)} = 0,99$$

Součinitel velikosti v ohybu nebo krutu (zahrnuje gradientní napětí): $\nu_{2s} = 1$

Součinitel velikosti součásti: $\nu_{os} = \nu_{1s} \cdot \nu_{2s} = 0,99 \cdot 1 = \underline{0,99}$

Určení součinitele povrchu součásti:

Součinitel – vliv opracování povrchu:

$$\eta_{1S} = 0,85$$

Součinitel – vliv tepelného zpracování povrchu:

$$\eta_{2S} = 1,7$$

Součinitel povrchu součásti:

$$\eta_{\sigma S} = \eta_{1S} \cdot \eta_{2S} = 0,85 \cdot 1,7 = \underline{1,445}$$

Určení součinitele vrubu:

Materiálová charakteristika (v závislosti na mezi pevnosti):

$$K_S = \frac{220}{R_{mS}} = \frac{220}{1000} = 0,22$$

Poloměr zaoblení dna závitu:

$$r = 0,25mm$$

Hodnota pro zhodnocení vrubu (závitu):

$$\frac{r}{v} = \frac{r}{\frac{d - d_3}{2}} = \frac{2 \cdot 0,25}{10 - 8,16} = 0,272$$

Součinitel kontrakce vrubu (závitu): $\alpha_Z = 3,6$ [66]

Součinitel vrubu:

$$\beta_{\sigma S} = \frac{\alpha_Z}{1 + \frac{\alpha_Z - 1}{\alpha_Z} \cdot \frac{K_S}{\sqrt{r}}} = \frac{3,6}{1 + \frac{3,6 - 1}{3,6} \cdot \frac{0,22}{\sqrt{0,25}}} = \underline{2,732}$$

Skutečná mez únavy šroubu:

$$\sigma_c^* = \frac{\nu_{\sigma S} \cdot \eta_{\sigma S}}{\beta_{\sigma S}} \cdot \sigma_c = \frac{0,99 \cdot 1,445}{2,732} \cdot 340 = \underline{178,03MPa} \text{ [67, 68]}$$

Výpočet tahových napětí ve šroubu: [67, 68]

Plocha průřezu pro kontrolu šroubu na tah:

$$S_t = 57,99mm^2$$

Minimální osová síla působící na šroub (síla působící na šroub vzniklá jeho předpětím):

$$F_{SS} = 12000N$$

Maximální osová síla působící na šroub (výsledná provozní síla ve šroubu):

$$F_{CS} = 13280,36N$$

Minimální tahové napětí ve šroubu: $\sigma_{\min S} = \frac{F_{SS}}{S_t} = \frac{12000}{57,99} = 206,92MPa$

Maximální napětí ve šroubu:

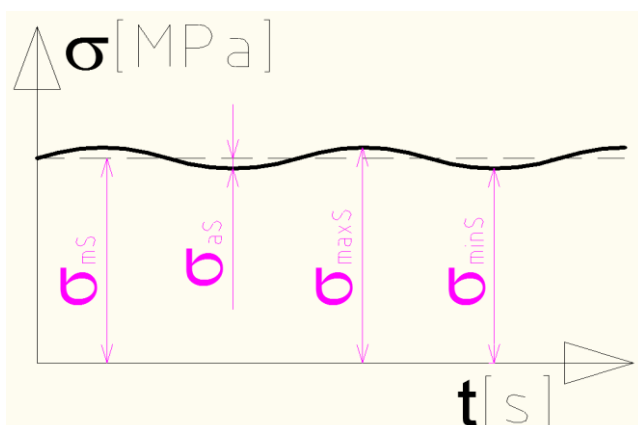
$$\sigma_{\max S} = \frac{F_{CS}}{S_t} = \frac{13280,36}{57,99} = 229,01MPa$$

Střední tahové napětí ve šroubu:

$$\sigma_{mS} = \frac{\sigma_{\max S} + \sigma_{\min S}}{2} = \frac{229,01 + 206,92}{2} = \underline{217,97MPa}$$

Amplituda napětí ve šroubu:

$$\sigma_{aS} = \frac{\sigma_{\max S} - \sigma_{\min S}}{2} = \frac{229,01 - 206,92}{2} = \underline{11,05MPa}$$

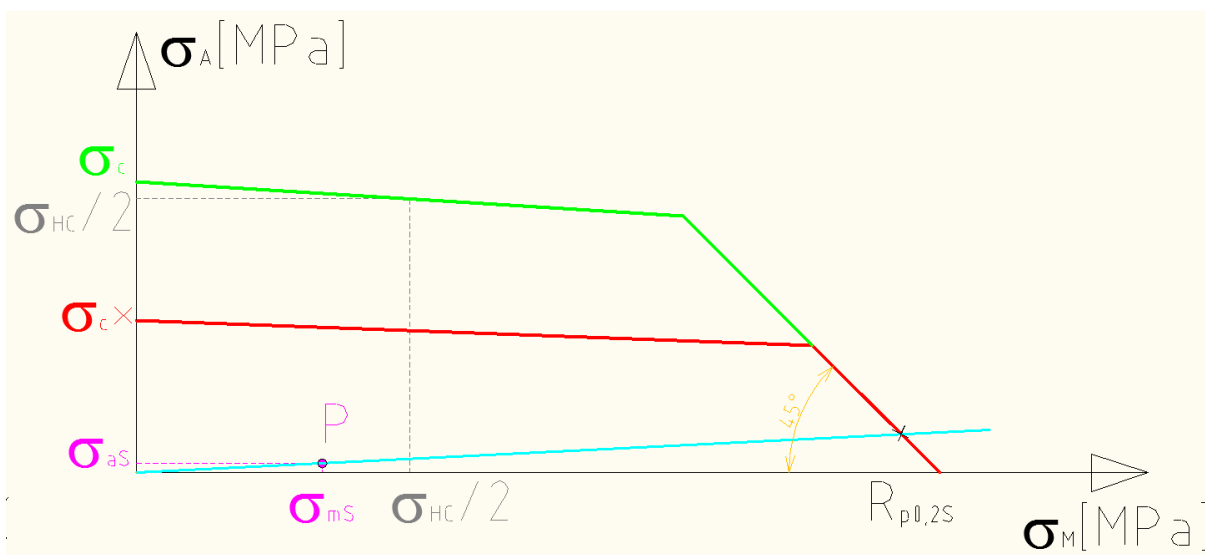


Součinitel (tangenta úhlu sklonu přímky v Haighově diagramu – z něho také vyplývá vzorec): [67, 68]

$$\psi_{\sigma} = 2 \cdot \left(\frac{\sigma_c}{\sigma_{HC}} \right) - 1 = 2 \cdot \left(\frac{340}{640} \right) - 1 = \underline{0,0625}$$

Obr. 5. 7 Časový průběh zatížení šroubu

Pozn.: Časový průběh napětí ve šroubu je na obr. 5. 7 pouze orientační. Ve skutečnosti tvar křivky závisí a je totožný s křivkou průběhu tlaku ve válci.



Obr. 5. 8 Haighův diagram pro šroub

Výsledná bezpečnost je určena na první pohled složitým vztahem. Při bližším zkoumání je vidět, že hledá minimální hodnotu bezpečnosti mezi bezpečnostmi vzhledem k meznímu stavu únavové pevnosti a meznímu stavu pružnosti. Výsledná hodnota ukazuje, že šroub pro uchycení vidlice má dle zvolené koncepce neomezenou životnost.

$$k_{\sigma} = \min \left[\frac{\sigma_c^*}{\sigma_{aS} + \psi_{\sigma} \cdot \frac{\sigma_c^*}{\sigma_c} \cdot \sigma_{mS}}; \frac{R_{p0,2S}}{\sigma_{aS} + \sigma_{mS}} \right] = \min \left[\frac{178,03}{11,05 + 0,0625 \cdot \frac{178,03}{340} \cdot 217,97}; \frac{940}{11,05 + 217,97} \right]$$

$$k_{\sigma} = \min[9,79; 4,1] = \underline{4,1} [67, 68]$$



KONTROLA VIDLICE VZHLEDEM K MEZNÍMU STAVU ÚNAVOVÉ PEVNOSTI

Nejprve je nutno spočítat skutečnou mez únavy vidlice. Ta se oproti teoretické mezi únavy násobí opravnými koeficienty závisujícími na velikosti součásti, povrchu součásti a vrubech na součásti. [67, 68]

Určení součinitele velikosti součásti:

Součinitel velikosti v tahu (závisí na charakteristickém rozměru vzorku – $\delta=8\text{mm}$, materiálové konstantě – $\kappa=0,02$ a výšce vidlice v místě šroubu):

$$\nu_{1V} = 1 - \sqrt{\kappa \cdot \log\left(\frac{h_V}{\delta}\right)} = 1 - \sqrt{0,02 \cdot \log\left(\frac{20}{8}\right)} = 0,91$$

Součinitel velikosti v ohybu nebo krutu (zahrnuje gradientní napětí): $\nu_{2V} = 1$

Součinitel velikosti součásti: $\nu_{\sigma V} = \nu_{1V} \cdot \nu_{2V} = 0,91 \cdot 1 = \underline{0,91}$

Určení součinitele povrchu součásti:

Součinitel – vliv opracování povrchu: $\eta_{1V} = 0,6$

Součinitel – vliv tepelného zpracování povrchu: $\eta_{2V} = 1,6$

Součinitel povrchu součásti: $\eta_{\sigma V} = \eta_{1V} \cdot \eta_{2V} = 0,6 \cdot 1,6 = \underline{0,96}$

Určení součinitele vrubu:

Materiálová charakteristika (v závislosti na mezi pevnosti): $K_V = \frac{360}{R_{mV}} = \frac{360}{1080} = 0,33$

Poloměr díry pro šroub: $r_V = \frac{D}{2} = \frac{10,5}{2} = 5,25$

Součinitel kontrakce této díry: $\alpha_D = 1,8$ [66]

Součinitel vrubu:

$$\beta_{\sigma V} = \frac{\alpha_D}{1 + \frac{\alpha_D - 1}{\alpha_D} \cdot \frac{K_V}{\sqrt{r_V}}} = \frac{1,8}{1 + \frac{1,8 - 1}{1,8} \cdot \frac{0,33}{\sqrt{5,25}}} = \underline{1,69}$$

Skutečná mez únavy vidlice:

$$\sigma_{oC}^* = \frac{\nu_{\sigma V} \cdot \eta_{\sigma V}}{\beta_{\sigma V}} \cdot \sigma_{oC} = \frac{0,91 \cdot 0,96}{1,69} \cdot 330 = \underline{170,58 \text{ MPa}} \text{ [67, 68]}$$

Výpočet všech napětí ve vidlici (ohyb v místě šroubu): [67, 68]

Modul průřezu pro kontrolu vidlice na ohyb: $W_o = 500 \text{ mm}^3$

Minimální ohybový moment působící na vidlici (moment vzniklý jeho předpětím):

$$M_{\min V} = F_{CV} \cdot a = 5000 \cdot 28 = 140000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$



Maximální ohybový moment působící na vidlici:

$$M_{\max V} = F_{VS} \cdot a = 5533,48,28 = 154937,44 \text{ N.mm}$$

Minimální napětí ve vidlici:

$$\sigma_{\min V} = \frac{M_{\min V}}{W_o} = \frac{140000}{500} = 280 \text{ MPa}$$

Maximální napětí ve vidlici:

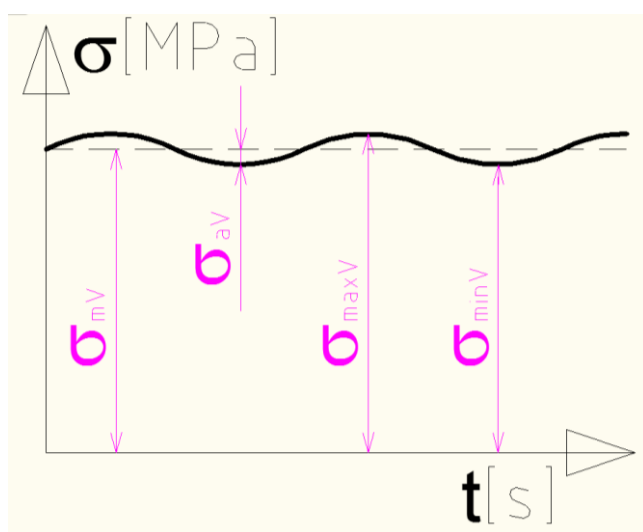
$$\sigma_{\max V} = \frac{M_{\max V}}{W_o} = \frac{154937,44}{500} = 309,87 \text{ MPa}$$

Střední napětí ve vidlici:

$$\sigma_{mV} = \frac{\sigma_{\max V} + \sigma_{\min V}}{2} = \frac{309,87 + 280}{2} = 294,93 \text{ MPa}$$

Amplituda napětí ve vidlici:

$$\sigma_{aV} = \frac{\sigma_{\max V} - \sigma_{\min V}}{2} = \frac{309,87 - 280}{2} = 14,935 \text{ MPa}$$

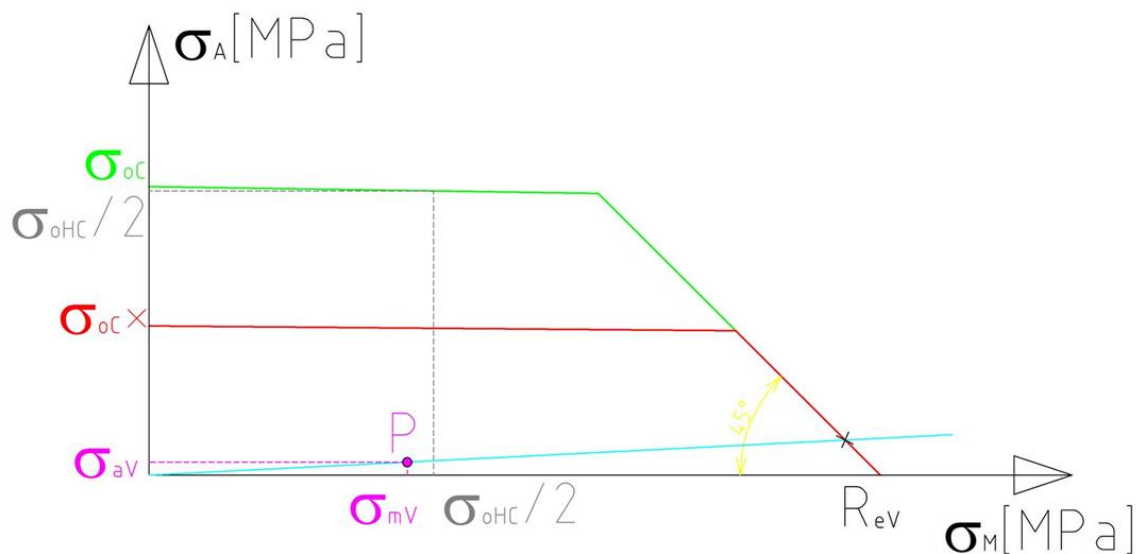


Součinitel (tangenta úhlu sklonu přímky v Haighově diagramu – z něho také vyplývá vzorec): [67, 68]

$$\psi_{\sigma V} = 2 \cdot \left(\frac{\sigma_{oC}}{\sigma_{oHC}} \right) - 1 = 2 \cdot \left(\frac{330}{650} \right) - 1 = 0,0154$$

Obr. 5. 9 Časový průběh zatížení vidlice

Pozn.: Časový průběh napětí ve vidlici je na obr. 5. 9 pouze orientační. Ve skutečnosti tvar křivky závisí a je totožný s křivkou průběhu tlaku ve válci.



Obr. 5. 10 Haighův diagram pro vidlici



Výsledná bezpečnost je určena na první pohled složitým vztahem. Při bližším zkoumání je vidět, že hledá minimální hodnotu bezpečnosti mezi bezpečnostmi vzhledem k meznímu stavu únavové pevnosti a meznímu stavu pružnosti. Výsledná hodnota ukazuje, že vidlice sloužící pro uchycení vstřikovače má dle zvolené koncepce neomezenou životnost.

$$k_{\sigma V} = \min \left[\frac{\sigma_{oC}^*}{\sigma_{aV} + \psi_{\sigma V} \cdot \frac{\sigma_{oC}^*}{\sigma_{oC}} \cdot \sigma_{mV}}; \frac{R_{eV}}{\sigma_{aV} + \sigma_{mV}} \right] = \min \left[\frac{170,58}{14,953 + 0,0154 \cdot \frac{170,58}{330} \cdot 294,93}; \frac{835}{14,953 + 294,93} \right]$$

$$k_{\sigma V} = \min[9,86; 2,69] = \underline{\underline{2,69}} [67, 68]$$

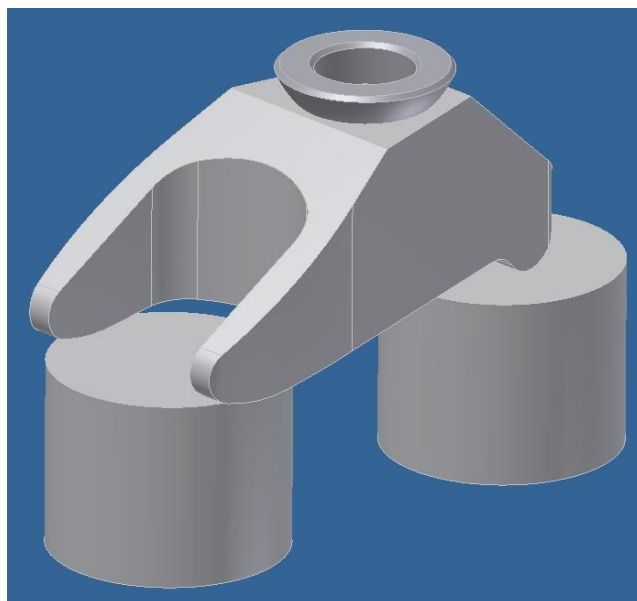
5.2.5 KONTROLNÍ VÝPOČET VIDLICE POMOCÍ PROGRAMU ANSYS

Vidlice vstřikovače je asi nejnamáhanější komponenta zástavby systému Common-Rail. Jelikož se jedná o nově vytvořenou součást pro aplikaci soustavy, je nutné ji pevnostně zkontrolovat. V předchozích kapitolách tato kontrola byla provedena analytickým způsobem. Ovšem vzhledem ke konstrukci a velikosti působících sil je jasné, že musí být kontrola provedena i programem, který ji provádí na základě výpočtu metodou konečných prvků. Možnosti volby programu byly dvě: pevnostní nástavba Inventoru a software Ansys. V tomto případě se ukázal jako výhodnější ANSYS, jelikož je to program dokonalejší a přesnější než Inventor, a také Autodesk Inventor není schopen analyzovat sestavy komponentů (v novějších verzích již to možné je).

PŘÍPRAVA MODELU PRO EXPORT DO PROSTŘEDÍ ANSYS

Jako první krok bylo nutno vytvořit příslušný (pomocný) model v programu Inventor a „přemístit“ jej do software ANSYS. Pro účely výpočtu byl vytvořen pomocný model. Samotná vidlice byla zbavena zejména malých zaoblení, které by, jak se ukázalo, komplikovaly síťování a samotný výpočet. S vidlicí jsou v modelu v kontaktu tři součásti. Prvním je kulová podložka, kterou nebylo třeba pro účely výpočtu jakkoli měnit. Další součástí je vstřikovač. Ten nebyl do pomocné sestavy vložen celý, ale pouze jeho malá část, na kterou vidlice působí. Tu nahradil obyčejný plný válec o průměru 25,35mm (průměr vstřikovače v místě styku s vidlicí) a výšce 20mm. Poslední součástí, která je v přímém styku s vidlicí, je hlava válců. Pro zjednodušení byla též nahrazena totožným válcem, jako vstřikovač. Celková pomocná sestava připravena pro export do systému ANSYS je ukázána na obr. 5. 11.

Samotný přímý export z Inventoru do Ansysu působil velké problémy. Úspěšný export se podařil po odstranění barev a materiálů z modelu v Inventoru. Poté byla pomocí souborů STEP celá sestava převedena do dalšího



Obr. 5. 11 Pomocný model pro analýzu vidlice



modelářského programu ProENGINEER, ve kterém byla opět uložena do souborů IGES a až následně se úspěšně podařila otevřít v programu ANSYS.

MATERIÁL MODELU

Pomocný model sestavy je složen ze čtyř součástí. První je hlava válců, která je vyrobena z litiny. Ostatní součásti (vstřikovač, vidlice a podložka) jsou ocelové. Oba materiály jsou pro účely výpočtu v ANSYSu posuzovány jako konstrukční, lineární, homogenní a izotropní.

LITINA (materiálové hodnoty):

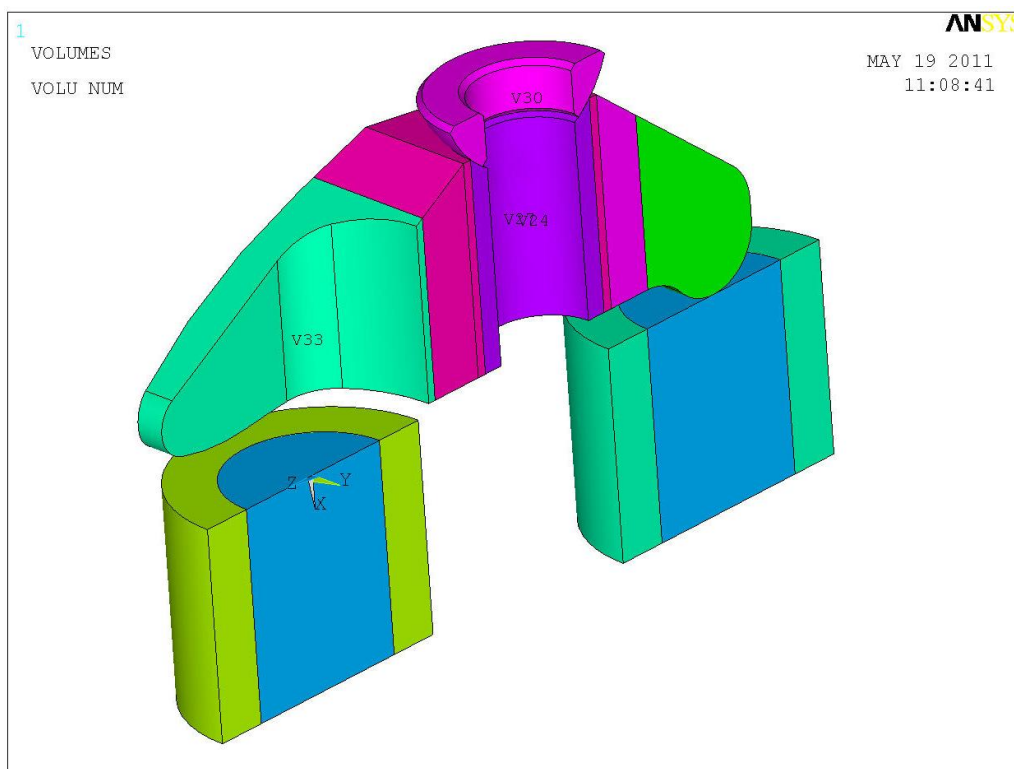
Modul pružnosti v tahu $E_L = 1,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
Poissonovo číslo $\mu_L = 0,26 [74]$

OCEL (materiálové hodnoty):

Modul pružnosti v tahu $E_V = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
Poissonovo číslo $\mu_V = 0,3$

PŘÍPRAVA MODELU A JEHO VYSÍŤOVÁNÍ

Příprava modelu pro samotný výpočet záležela na dvou věcech – výpočtovém čase a hustotě sítě v místech, kde bude pravděpodobně vysoké napětí, tedy zejména v oblasti maximálního ohybového momentu, v místech kontaktu a v místech nejmenšího průřezu součástí. Proto jako první bylo potřeba rozdělit zejména vidlici (ale i hlavu válců a vstřikovač)



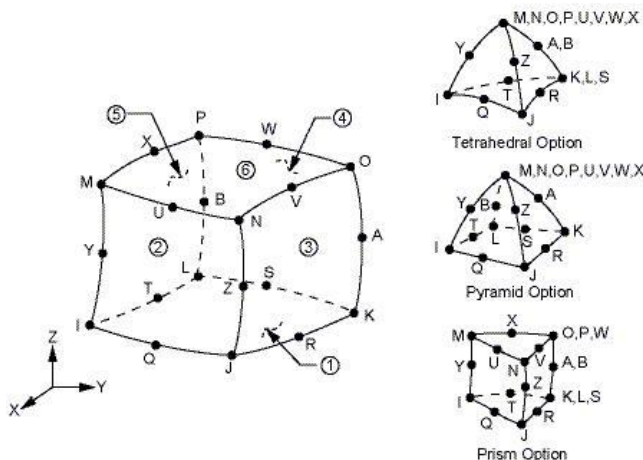
Obr. 5. 12 Pomocný výpočtový model připravený pro síťování



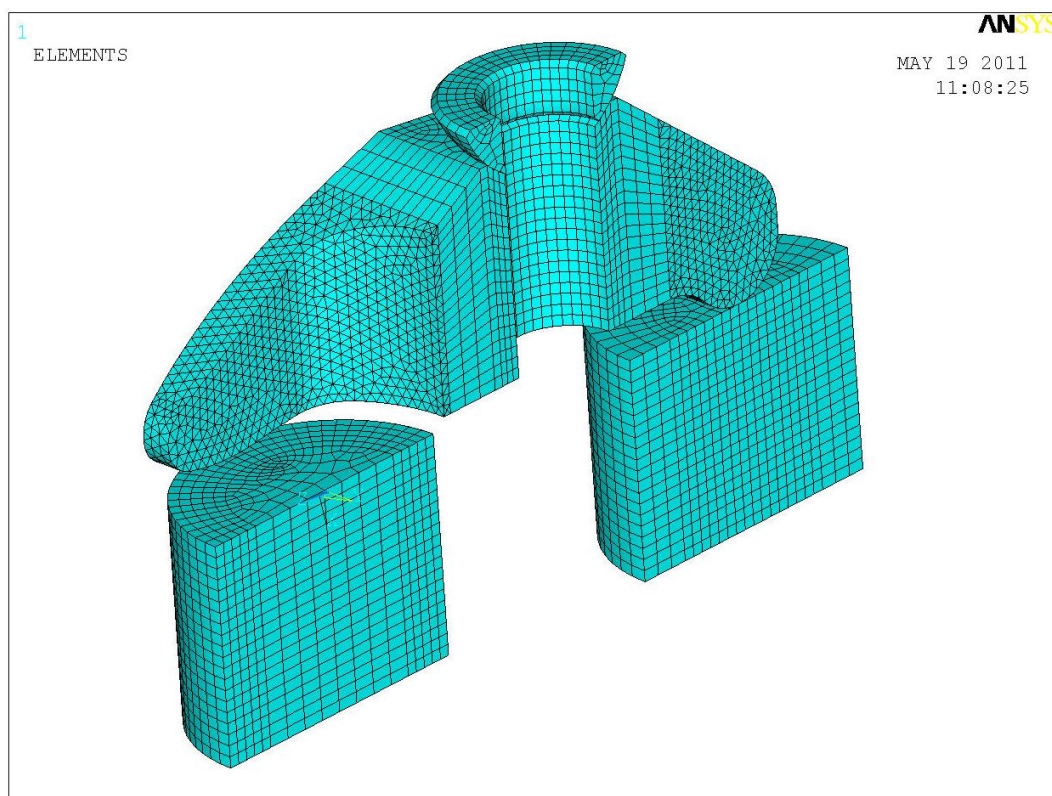
na více objemů. To bylo provedeno pomocí Booleanovských operací na vidlici pomocí vhodně umístěné pracovní roviny a v podporách pomocí vytvoření pomocných válců a odečtení objemů.

Vzhledem k tomu, že se jedná o symetrickou úlohu, ukázalo se výhodné ještě všechny součásti rozdělit pomocí roviny souměrnosti (pracovní roviny umístěné do středu) na polovinu a následně polovinu všech objemů odstranit opět pomocí Booleanovských operací. Připravený model pro síťování pak vypadal tak, jak je zobrazen na obr. 5. 12.

Síťování (meshování) proběhlo bez sebemenších problémů, a to pomocí dvacetizlových prvků SOLID 95. Dále bylo potřeba myslet na skutečnost, že hlava válců je litinová, a tedy pro síťování jejího modelu přepnout na předem připravený materiál. Pro síťování jsem zvolil velikost prvků „1“ pro nebezpečná místa a místa kontaktů. Naopak velikost prvků „2“ byla zvolena do ostatních míst, tedy do míst, kde není vysoká koncentrace napětí nebo kde není potřeba znát detailně průběh napětí. Konkrétní síť se ve většině míst pomocného modelu podařilo vytvořit pomocí funkce SWEEP, což tvořilo až nečekaně hezkou a pro výpočet velmi vhodnou síť (viz. obr. 5. 14). Pouze na obou koncích vidlice bylo nutno použít volné síťování, jelikož tvar součásti v těchto oblastech nedovoloval „sweepovanou“ síť využít.



Obr. 5. 13 Geometrie prvku SOLID 95



Obr. 5. 14 Vysíťovaný pomocný výpočtový model



DEFINICE KONTAKTŮ A ROVINY SYMETRIE

Další úkol nutný pro výpočet byl definovat kontakty. Zde se nachází tři kontakty, a to konkrétně:

- vidlice x podložka
- vidlice x vstřikovač
- vidlice x hlava válců.

Nastavení kontaktů probíhalo za pomoci funkce „CONTACT MANAGER“, který názorně vedl nastavení. I přesto se ale vyskytlo několik problémů, které se po určité době povedlo odstranit. V sestavě se nachází dvě varianty kontaktu. První je styk oceli s ocelí a druhý je styk oceli s litinou. Součinitele smykového tření byly zmíněny v předchozích kapitolách.

Poslední operací před zadáním všech okrajových podmínek bylo určení roviny symetrie pro výpočet, což zabezpečila bez problému funkce „Symmetry B. C. → On Areas“.

ZADÁNÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK A ZATÍŽENÍ

Nejprve jsem zadal vazby na tělesa, která v tomto případě slouží jako podpory, tedy na válce simulující vstřikovač a hlavu válců. Konkrétně na spodní stranu válců pomocí funkce omezení všech stupňů volnosti jednotlivých uzlů.

Závěrečným úkonem před spuštěním výpočtu bylo zadání zatížení, které tvoří v tomto případě předpětí šroubu spolu s maximálním tlakem od vstřikovače. Skutečná maximální síla ve šroubu byla vypočtena v kapitole 5.2.3 a má hodnotu $F_{CS} = 13280,36 N$. Pomocí programu Inventor byl zjištěn obsah dosedací plochy šroubu (s vidlicí) $S_{DP} = 139,29 mm^2$. Pro zadání zatížení se tedy ukázala nejvhodnější hodnota tlaku $p_{DP} = F_{CS} / S_{DP} = 13280,36 / 139,29 = 95,3 MPa$ na horní plochu kulové podložky.

Úplně poslední úkon spočíval v úpravě typu analýzy, a pak již nic nebránilo spuštění provedení výpočtu.

ZHODNOCENÍ VÝPOČTU A ANALÝZA VÝSLEDKŮ

Po dokončení výpočtu, který trval asi 25 minut, jsem nejprve provedl úkon, který vedl k zobrazení celého modelu a ne jen jeho poloviny (PlotCtrls → Style → Symmetry Expansion). Poté jsem „odselektovat“ součásti, které byly v kontaktu s vidlicí, aby bylo možno věrohodně posoudit průběh napětí ve vidlici.

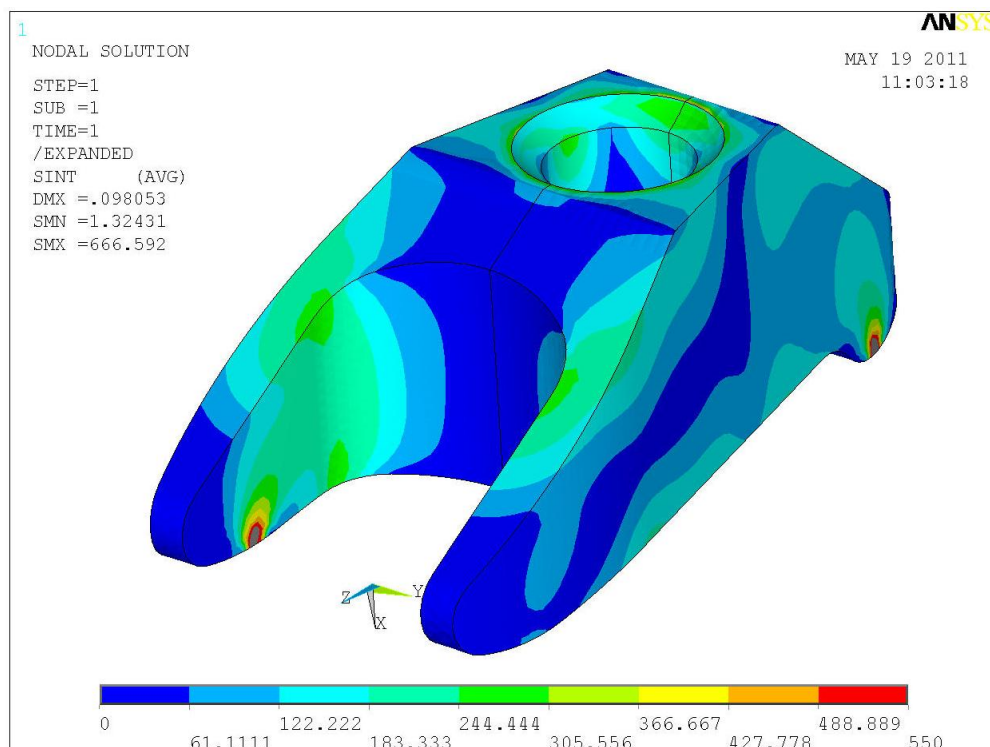
Na následujících dvou obrázcích (obr. 5. 15 a 5. 16) je vyobrazen průběh napětí dle podmínky HMM (von Misses stress). Zde je vidět, že maximální hodnoty napětí se objevily v místě kontaktů, kde je to obvyklé. Další nebezpečná místa se dle očekávání nachází v místě maximálního ohybového momentu (v ose díry pro šroub) a v oblasti konce zaoblení každé vidličky, kde je tenký průřez pro ohyb.

Na obr. 5. 17 je vidět průběh deformace ve vidlici a opět se potvrdil předpoklad, že maximální posuv bude v oblasti maximálního ohybového momentu. Konkrétně se jedná o hodnotu deformace asi 0,098mm.

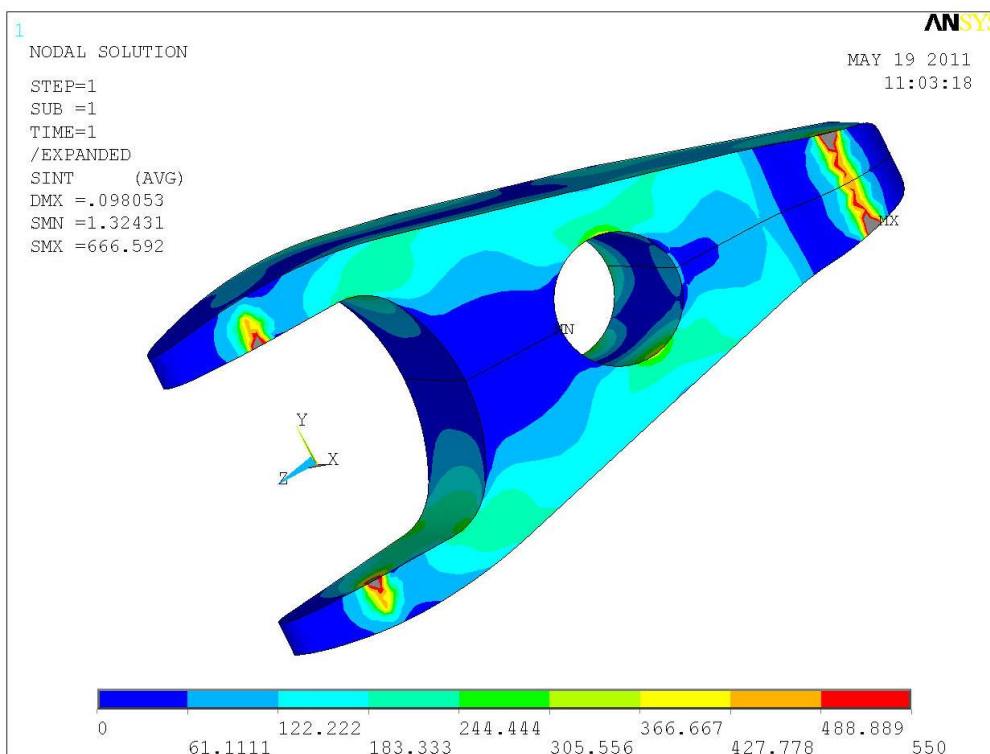
Vidlice bude vyráběna z materiálu 15 230.7, jak již bylo řečeno v kapitole 5.2.1. Ten má mez kluzu minimálně $R_{eV} = 835 MPa$. V případě, že tuto hodnotu srovnáme s maximální hodnotou napětí ve vidlici $\sigma_{mkpV} = 666,6 MPa$, získáme bezpečnost vzhledem k meznímu



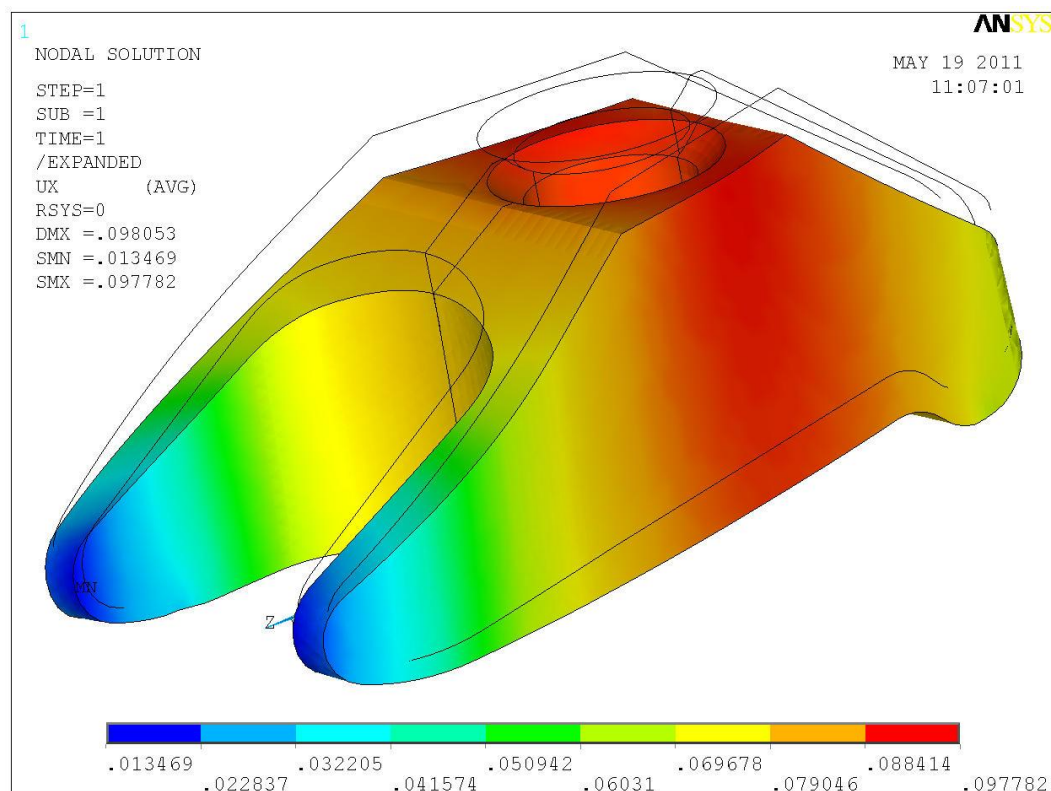
stavu pružnosti $k_{mkpV} = R_{eV} / \sigma_{mkpV} = 835 / 666,6 = 1,25$. Tato hodnota se jeví jako nepřiliš vysoká, ale vzhledem k tomu, že mez kluzu tohoto materiálu bývá obvykle vyšší než uvedená hodnota a že takto vysoké maximální napětí se nachází pouze v místě kontaktů, kde by nemělo dojít k plastické deformaci, je možné považovat tuto vidlici za pevnostně vyhovující pro tuto aplikaci.



Obr. 5. 15 Průběh redukovaného napětí dle podmínky HMH ve vidlici



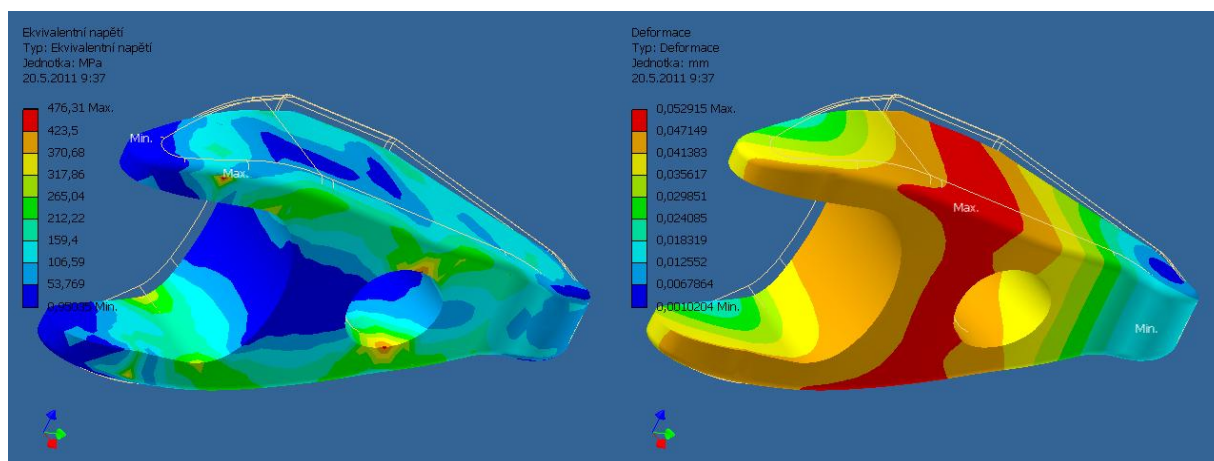
Obr. 5. 16 Průběh redukovaného napětí dle podmínky HMH ve vidlici



Obr. 5. 17 Průběh deformace vidlice ve směru osy x (od celkové deformace se téměř neliší)

SROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ S PROGRAMEM INVENTOR

Pro zajímavost jsou zde ještě ukázány obrázky 5. 18 a 5. 19, na který je vidět průběh redukovaného napětí dle podmínky HMH tak, jak ho vyhodnotila pevnostní nástavba programu Autodesk Inventor. Tato nástavba je velmi zjednodušená oproti programu ansys a tomu také odpovídala příprava modelu pro výpočet. Součást byla vysíťována nejjemnější sítí, jakou Inventor povoluje, byly na ni zadány tři „ideální vazby“ na tři opěrné plochy na vstříkovači a hlavě válců, a také byla zadána již zmíněná síla na kulovou plochu. Při pohledu na průběh „ekvivalentního napětí“ ve vidlici je jasné, že je významně podobný jako vyhodnotil ANSYS s tím rozdílem, že Inventor není schopen analyzovat kontaktní napětí, a



Obr. 5. 18 a 5. 19 Ekvivalentní napětí a deformace vidlice dle pevnostní nástavby Inventoru



proto je hodnota maximálního redukovaného napětí nižší než ji vypočítal ANSYS. Na „obranu“ inventoru je potřeba zmínit, že celý výpočet včetně přípravy a zadání okrajových podmínek a zatížení trvat zhruba 100 sekund.

5.3 ÚCHYCENÍ VYSOKOTLAKÉHO ZÁSOBNÍKU

5.3.1 VÝPOČET ŠROUBOVÉ SPOJENÍ HORNÍHO A DOLNÍHO DÍLU

Označení zvoleného šroubu: ŠROUB M6x18 – ISO 4762 – 8.8
 Označení zvoleného pružné podložky: PODLOŽKA 6 – ČSN 02 1741.11 [65]

Charakteristické hodnoty pro materiál šroubu a úchytů Railu: [64, 65]

Mez pevnosti materiálu: $R_{mS} = 800 \text{ MPa}$
 Mez kluzu materiálu: $R_{p0,2S} = 640 \text{ MPa}$
 Dovolený tlak v závitech pro vnější závit z oceli (šroub): $p_{dS} = 150 \text{ MPa}$
 Dovolený tlak v závitech pro vnitřní závit (úchyty – 13 141): $p_{dU} = 150 \text{ MPa}$

Charakteristické hodnoty pro závit šroubu a matice: [65]

Velký průměr závitu: $d = 6 \text{ mm}$
 Malý průměr závitu: $d_1 = 4,917 \text{ mm}$
 Střední průměr závitu: $d_2 = 5,35 \text{ mm}$
 Nejmenší průměr závitu: $d_3 = 4,773 \text{ mm}$
 Úhel stoupání metrického závitu: $\psi = 30^\circ$
 Stoupání závitů: $P = 1 \text{ mm}$

Tento zvolený šroub je potřeba zkontrolovat tahové namáhání a na otlacení v závitech. Nejprve je ovšem nutné předepsat jeho utahovací moment, který volím na základě tab. 5. 1 v rozmezí **6 – 7 N.m** a dle něj spočítat sílu F_O působící v ose šroubu. Uťahovací moment šroubu se skládá ze dvou složek – třecí moment v závitech a třecí moment mezi šroubem a podložkou. V obou případech se jedná o tření ocelové plochy na ocelovou plochu a součinitel smykového tření má hodnotu $\mu = 0,14$ [63].

Třecí moment v závitech: $M_{TZ} = F_O \cdot \frac{d_2}{2} \cdot [\tan(\psi) + \mu]$
 Třecí moment v dosedací ploše: $M_{TP} = F_O \cdot \left(\frac{D_K + D_{1P}}{4} \right) \cdot \mu$

Celkový utahovací moment:

$$M_U = M_{TZ} + M_{TP} = F_O \cdot \left\{ \left(\frac{d_2}{2} \cdot [\tan(\psi) + \mu] \right) + \left[\left(\frac{D_K + D_{1P}}{4} \right) \cdot \mu \right] \right\} \Rightarrow F_O [N]$$

Vnější a vnitřní průměr dosedací plochy matice: $D_K = 10 \text{ mm}$
 $d_{1P} = 6,1 \text{ mm}$



Osová síla ve šroubu:

$$F_o = \frac{M_u}{\frac{d_2}{2} \cdot [\operatorname{tg}(\psi) + \mu] + \left(\frac{D_K + d_{1P}}{4} \right) \cdot \mu} = \frac{7.1000}{\frac{5,35}{2} \cdot [\operatorname{tg}(30^\circ) + 0,14] + \left(\frac{10 + 6,1}{4} \right) \cdot 0,14} = \underline{\underline{2819,84N}}$$

Osová síla v jednom šroubu je 2819,84N, a to znamená, že vysokotlaký zásobník je mezi oběma úchyty držen silou ($2 \times 2819,84 =$) **5639,68N**.

TAHOVÉ NAPĚTÍ VE ŠROUBU

Plocha průřezu pro kontrolu šroubu na tah:

$$S_t = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{5,35 + 4,773}{2} \right)^2 = 20,12 \text{ mm}^2$$

Tahové napětí ve šroubu:

$$\sigma_t = \frac{F_o}{S_t} = \frac{2819,84}{20,12} = \underline{\underline{140,14 \text{ MPa}}}$$

Vzhledem k bezpečnosti, vrubům od závitů a charakteru zatížení vypočítáme dovolené tahové napětí ve šroubu [64, str. 39]: $\sigma_{dt} = 0,8 \cdot R_{p0,2S} = 0,8 \cdot 640 = \underline{\underline{512 \text{ MPa}}}$

Podmínka pevnosti v tahu $\boxed{\sigma_t \leq \sigma_{dt}}$ je splněna. [64, 65]

OTLAČENÍ V ZÁVITECH (ZAŠROUBOVANÝCH V HORNÍM ÚCHYTU)

Délka zašroubované části šroubu: $l_{ZHU} = 7 \text{ mm}$

Počet závitů zašroubovaných v horním úchytu: $z_s = \frac{l_{ZHU}}{P}$

Nosná výška závitu: $H_1 = \frac{d - d_1}{2}$

Nosná plocha všech zašroubovaných závitů: $S_{ZHU} = \pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z_s$

Tlak působící na závity:

$$p_{ZHU} = \frac{F_o}{S_{ZHU}} = \frac{F_o}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z_s} = \frac{F_o}{\pi \cdot d_2 \cdot \left(\frac{d - d_1}{2} \right) \cdot \frac{l_{ZHU}}{P}} = \frac{2 \cdot F_o \cdot P}{\pi \cdot d_2 \cdot (d - d_1) \cdot l_{ZHU}}$$

$$p_{ZHU} = \frac{2 \cdot F_o \cdot P}{\pi \cdot d_2 \cdot (d - d_1) \cdot l_{ZHU}} = \frac{2 \cdot 2819,84 \cdot 1}{3,14 \cdot 5,35 \cdot (6 - 4,917) \cdot 7} = \underline{\underline{44,26 \text{ MPa}}}$$

Podmínky $\boxed{p_{ZHU} \leq p_{dS}}$ a $\boxed{p_{ZHU} \leq p_{dU}}$ jsou splněny.

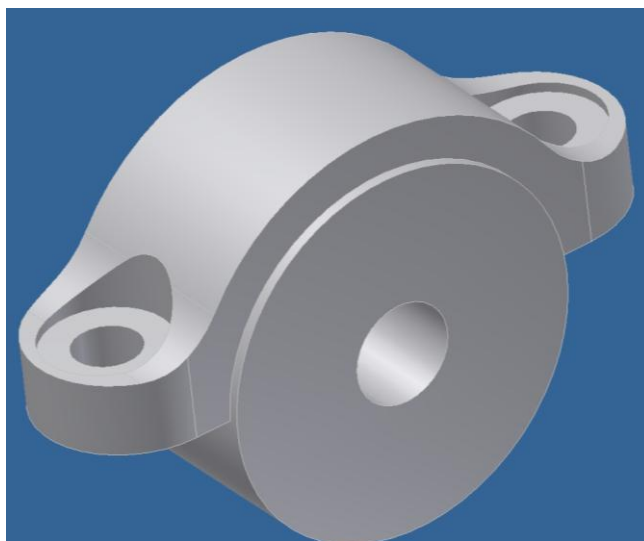


5.3.2 KONTROLNÍ VÝPOČET DOLNÍHO ÚCHYTU POMOCÍ PROGRAMU ANSYS

Další součástí, která je nově vytvořenou komponentou v sestavě Common-Rail, a která se jen velmi těžko navrhuje a kontroluje analytickým způsobem, je dolní úchyt vysokotlakého zásobníku. Nově vytvořenou součástí je i horní úchyt Railu, avšak ten již kontrolován nebude, jelikož je shodný s dolním úchytem s několika rozdíly, které zaručují, že pokud pevnostně vyhoví dolní úchyt, tak vyhoví i horní úchyt. Oba úchyty jsou vyrobeny ze stejného materiálu 13 141.0 a na oba úchyty působí síly od šroubů vzniklé jejich utažením, které byly vypočteny v předchozí kapitole. Na horní úchyt ještě navíc působí gravitační síly vzniklé hmotností Railu, matic potrubí, snímače tlaku v Railu a regulačního tlakového ventilu. Tyto síly jsou v součtu ovšem mnohem menší než síly vzniklé utažením šroubu. Dalším rozdílem mezi oběma úchyty je, že v dolním dílu jsou obráběním vzniklé vybrání pro hlavu šroubu, což zmenšuje průřez, a také zde vznikají vruby. Tato vybrání se v horním dílu nenachází. Když se tedy zamyslíme nad všemi uvedenými důvody, je zřejmé, že horní úchyt vysokotlakého zásobníku není nutné, kromě již v předchozí kapitole kontrolovaného závitu pro šroub, kontrolovat pomocí programu ANSYS.

PŘÍPRAVA MODELU PRO EXPORT DO PROSTŘEDÍ ANSYS

Jako první krok bylo nutno vytvořit příslušný (pomocný) model v programu Inventor a „přemístit“ jej do softwaru ANSYS. Pro účely výpočtu byl vytvořen pomocný model. Samotný dolní úchyt byl zbaven zejména malých zaoblení a zkosení, které by, jak se ukázalo, komplikovaly síťování a samotný výpočet. S úchytem je v modelu v kontaktu jediná součást, nepočítáme-li normalizované podložky a šrouby. Tato součást je vysokotlaký zásobník (Rail), který byl pro účely výpočtu zjednodušen na válec mezikruhového průřezu s délkou 20mm (úchyt má šířku 18mm), vnějším průměrem 35mm a vnitřním průměrem 9,6mm. Celková pomocná sestava připravena pro export do systému ANSYS je ukázána na obr. 5. 20.



Obr. 5. 20 Pomocný model pro analýzu úchytu

Samotný přímý export z Inventoru do Ansysu působil velké problémy. Úspěšný export se podařil po odstranění barev a materiálů z modelu v Inventoru. Poté byla pomocí souborů STEP celá sestava převedena do dalšího modelářského programu ProENGINEER, ve kterém byla opět uložena do souborů IGES a až následně se úspěšně podařila otevřít v programu ANSYS.

MATERIÁL MODELU

Pomocný model sestavy je složen ze dvou součástí. Obě součásti jsou vyrobeny z oceli. Ta je pro účely výpočtu v ANSYSu posuzována jako materiál konstrukční, lineární, homogenní a izotropní.

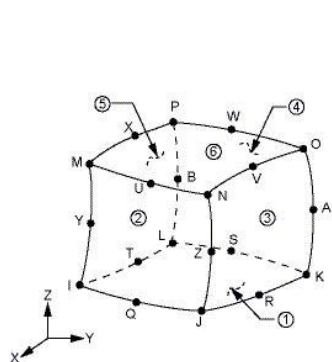


OCEL (materiálové hodnoty):

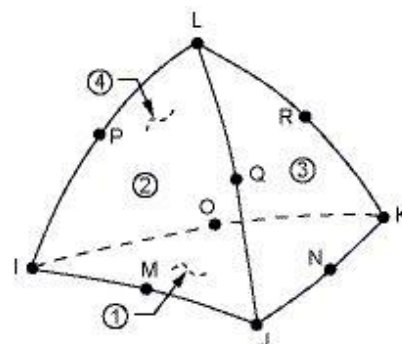
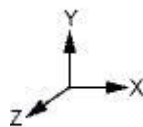
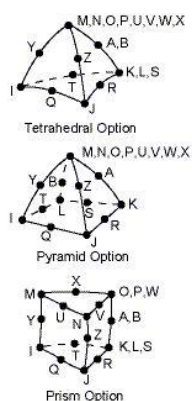
Modul pružnosti v tahu $E_V = 2,1 \cdot 10^5$ MPa
 Poissonovo číslo $\mu_V = 0,3$

PŘÍPRAVA MODELU A JEHO VYSÍŤOVÁNÍ

Příprava modelu pro samotný výpočet záležela na dvou věcech – výpočtovém čase a hustotě sítě v místech, kde bude pravděpodobně vysoké napětí, tedy zejména v oblasti vyfrézovaného osazení pro šrouby. Stejně jako u MKP výpočtu vidlice se i zde nabízela možnost rozdělení obou součástí na více objemů a zhuštění sítě v kritických místech, a též byla nasnadě možnost počítat pouze polovinu modelu. Po zkušenostech z předchozí analýzy vidlice jsem tentokrát ani jednu z těchto možností nezvolil, jelikož i při počítání celého modelu bez jeho rozdělení na více objemů se výpočtové časy pohybovaly v rozumných a přijatelných mezích.



Obr. 5. 21 Geometrie prvku SOLID 186

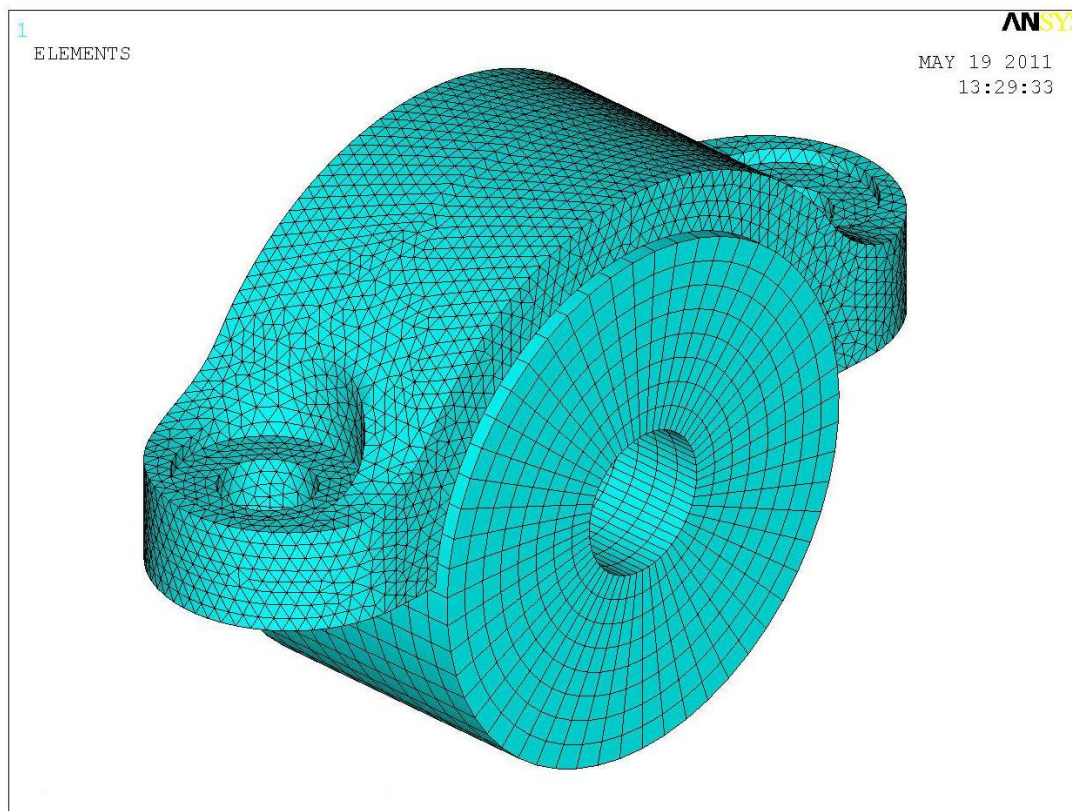


Obr. 5. 22 Geometrie prvku SOLID 187

Síťování (meshování) proběhlo bez sebemenších problémů, a to pomocí dvacetíuzlových prvků SOLID 186 (úchyt) a desetiuzlových prvků SOLID 187 (vysokotlaký zásobník). Obě součásti jsou vyrobené z oceli, není tedy nutné myslet na přepínání materiálů při síťování. Pro síťování jsem zvolil velikost prvků „1“ pro dolní úchyt, protože se jedná o kontrolovanou součást a velikost prvků „2“ pro vysokotlaký zásobník. Konkrétní síť se podařilo vytvořit v objemu Railu pomocí funkce SWEEP, což vytvořilo pravidelnou a vhodnou síť pro výpočet. Celý dolní úchyt Railu byl vysíťován volným (FREE) síťováním. Vysíťovaná celková pomocná sestava je vyobrazena na obr. 5. 23.

DEFINICE KONTAKTU

Další úkol nutný pro výpočet byl definovat kontakt. Nastavení kontaktu probíhalo za pomoci funkce „CONTACT MANAGER“, který názorně vedl nastavení. Definice kontaktu mezi dolním úchytem a Railem proběhla, na základě znalostí z analýzy vidlice vstřikovače, bez větších problémů a součinitel smykového tření mezi dvěma ocelovými plochami měl hodnotu 0,14.



Obr. 5. 23 Vysíťovaný pomocný výpočtový model

ZADÁNÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK A ZATÍŽENÍ

Nejprve jsem zadal vazby na těleso, které v tomto případě slouží jako podpora, tedy na válec s mezikruhovým průřezem simulující vysokotlaký zásobník. Konkrétně na vnitřní a boční stěnu válce pomocí funkce omezení všech stupňů volnosti jednotlivých uzlů.

Závěrečným úkonem před spuštěním výpočtu bylo zadání zatížení, které tvoří v tomto případě utahování šroubů. Síla v ose šroubu vzniklá při utahování maximálním předepsaným utahovacím momentem byla vypočtena v kapitole 5.3.1 a má hodnotu $F_o = 2819,8N$. Pomocí programu Inventor byl zjištěn obsah dosedací plochy šroubu (s podložkou) $S_{DP} = 80,93mm^2$. Pro zadání zatížení se tedy ukázala nejvhodnější hodnota tlaku $p_{DP} = F_{CS}/S_{DP} = 2819,8/80,93 = 34,84MPa$ na dosedací plochy vyfrézované v dolním úchytu Railu.

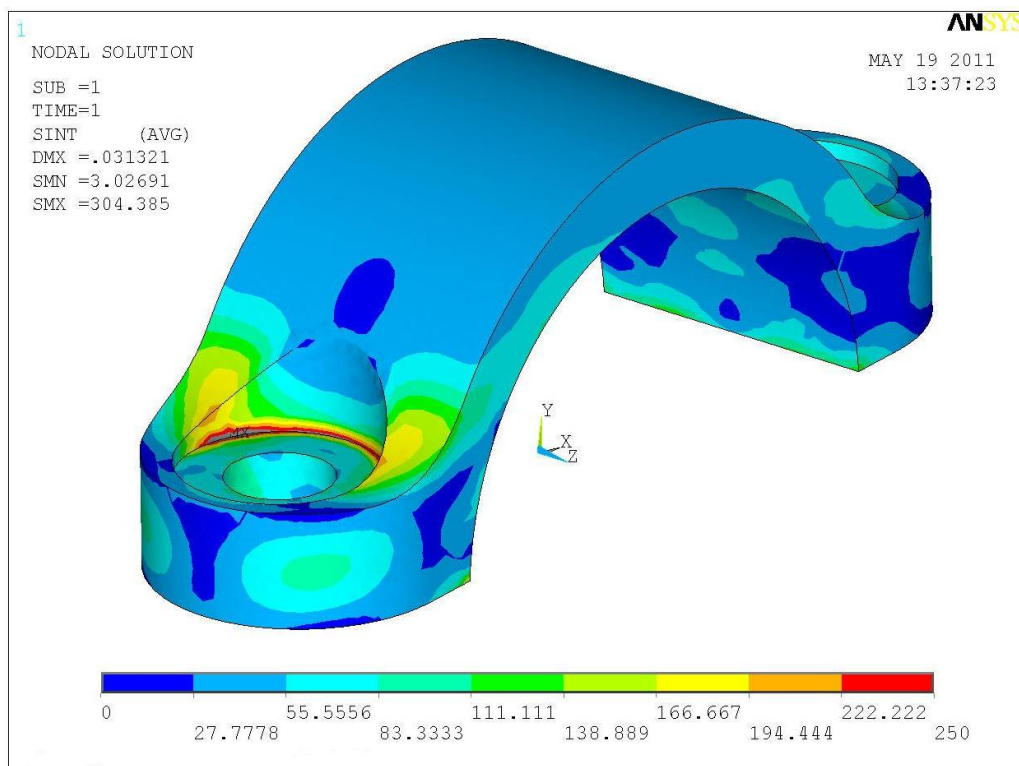
Úplně poslední úkon spočíval v úpravě typu analýzy, a pak již nic nebránilo spuštění provedení výpočtu.

ZHODNOCENÍ VÝPOČTU A ANALÝZA VÝSLEDKŮ

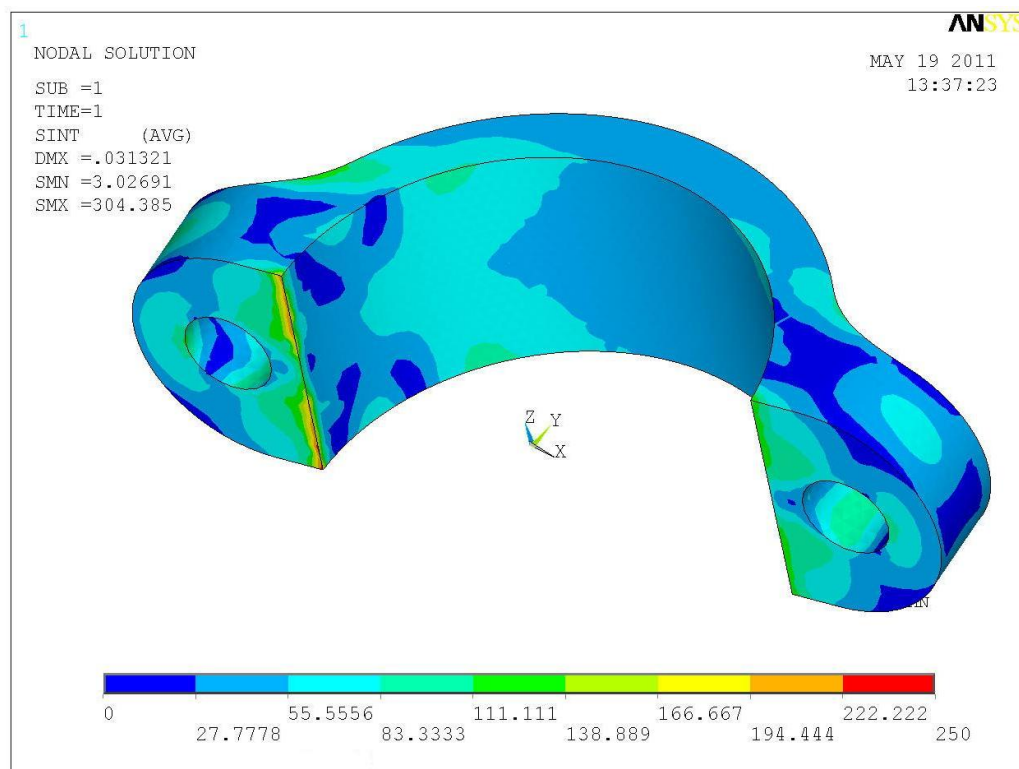
Na následujících dvou obrázcích (obr. 5. 24 a 5. 25) je vyobrazen průběh napětí dle podmínky HMM (von Mises stress). Zde je vidět, že maximální hodnoty napětí se objevily v místě vyfrézovaného objemu pro dosedací plochu šroubu, kde je průřez úchytu radikálně zúžen a s vruby. Další nebezpečné místo se nachází na ostré hraně na obou koncích dosedací plochy úchytu. Zde ovšem ve skutečnosti bude sražená hrana, a tak se zvýšené napětí rozloží do více míst.



Na obr. 5. 26 je vidět průběh deformace v úchytu. K maximálním posuvům dochází dle očekávání na obou koncích úchytu. Konkrétně se jedná o hodnotu deformace asi 0,03mm.



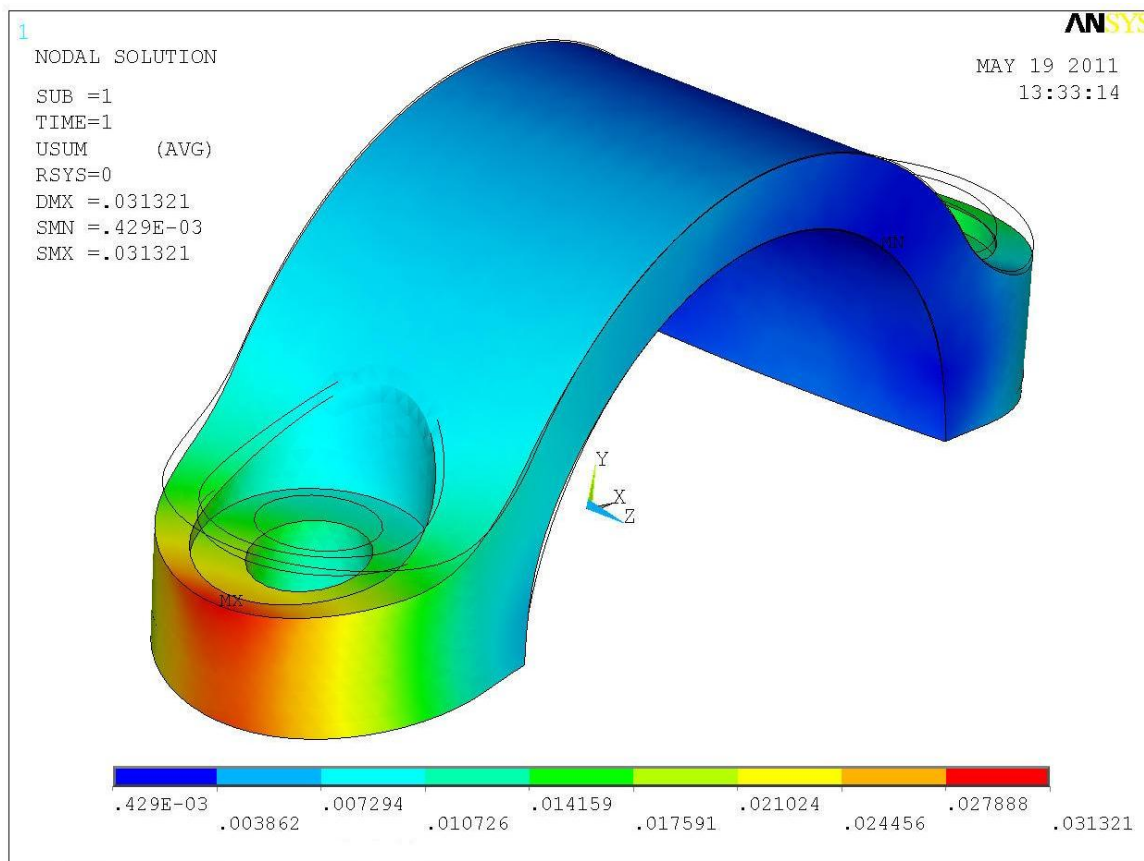
Obr. 5. 24 Průběh redukovaného napětí dle podmínky HMM v dolním úchytu



Obr. 5. 25 Průběh redukovaného napětí dle podmínky HMM v dolním úchytu



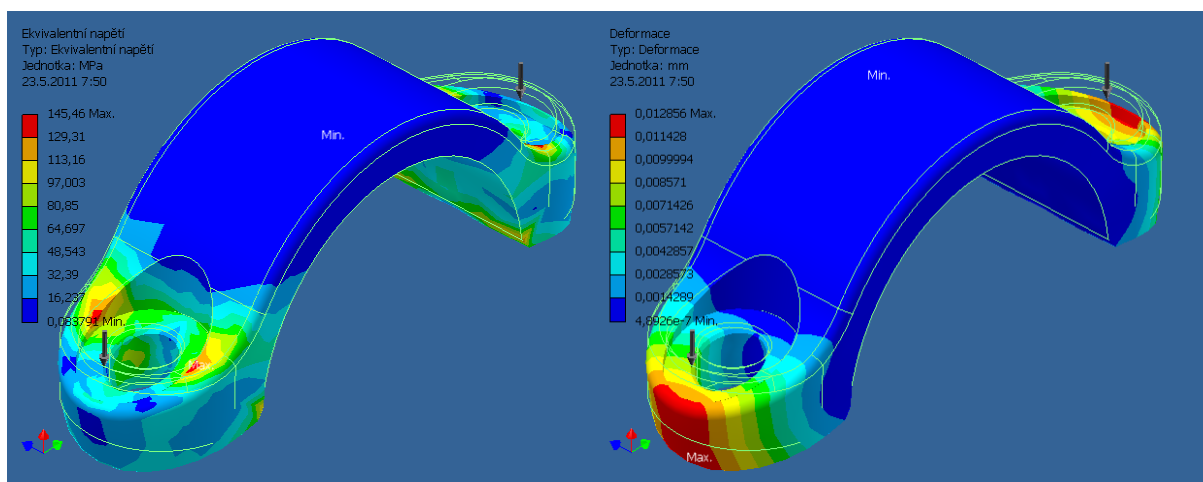
Úchyt bude vyráběn z materiálu 13 141, jak již bylo řečeno v kapitole 5.3.1. Ten má mez kluzu minimálně $R_{eU} = 450 \text{ MPa}$. V případě, že tuto hodnotu srovnáme s maximální hodnotou napětí v dolním úchytu $\sigma_{mkpU} = 304,4 \text{ MPa}$, získáme bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti $k_{mkpU} = R_{eU} / \sigma_{mkpU} = 450 / 304,4 = 1,48$. Tato hodnota se jeví jako dostatečná a je možné považovat tento úchyt za pevnostně vyhovující pro tuto aplikaci.



Obr. 5. 26 Průběh celkové deformace dolního úchytu

SROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ S PROGRAMEM INVENTOR

Pro zajímavost jsou zde ještě ukázány obrázky 5. 27 a 5. 28, na kterých je vidět průběh redukovaného napětí dle podmínky HMH tak, jak ho vyhodnotila pevnostní nastavba programu Autodesk Inventor. Tato nastavba je velmi zjednodušená oproti programu ansys a tomu také odpovídala příprava modelu pro výpočet. Součást byla vysítována nejjemnější sítí, jakou Inventor povoluje, byla na ni zadána jedna „vazba svorky“ na dosedací plochu pro Rail, a také byly zadány již zmíněné síly na obě dosedací plochy šroubu. Při pohledu na průběh „ekvivalentního napětí“ a na deformaci v úchytu je jasné, že jsou významně podobné, jako je vyhodnotil ANSYS. Za povšimnutí rozhodně stojí maximální hodnota redukovaného napětí, která je v případě Inventoru poloviční oproti Ansysu. I z tohoto důvodu je možno udělat závěr, že pevnostní nastavba programu Autodesk Inventor je spíše vhodná na velmi rychlou analýzu nebezpečných míst součástí. V nejnovějších verzích programu Autodesk Inventor je již možné analyzovat i celé sestavy.



Obr. 5. 27 a 5. 28 Ekvivalentní napětí a deformace úchytu dle pevnostní nástavby Inventoru

5.4 VYSOKOTLAKÁ POTRUBÍ

5.4.1 PEVNOSTNÍ VÝPOČET VYSOKOTLAKÝCH POTRUBÍ

Pevnostní výpočet pro vysokotlaká potrubí byl proveden na základě znalostí z předmětu „Pružnost a pevnost II“, konkrétně pro válcové těleso, které je na vnitřním povrchu zatíženo spojitým měrným tlakem p_1 [71].

- Určení napjatosti

$$\boxed{r = r_1} \quad \sigma_1 : \quad \sigma_{t1} = p_1 \cdot \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}$$

$$\sigma_2 : \quad \sigma_{z1} = 0$$

$$\sigma_3 : \quad \sigma_{r1} = -p_1$$

$$\boxed{r = r_2}$$

$$\sigma_1 : \quad \sigma_{t2} = p_1 \cdot \frac{2 \cdot r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}$$

$$\sigma_2 : \quad \sigma_{z2} = 0$$

$$\sigma_3 : \quad \sigma_{r2} = 0$$

Na vnitřním povrchu se nachází rovinná napjatost ($\sigma_2 = \sigma_3 = 0$) a na vnějším povrchu je jednoosá tahová napjatost ($\sigma_2 = \sigma_3 = 0; \sigma_1 > 0$). Dále víme, že $\sigma_{t1} > \sigma_{t2}$.

- Určení redukovaných napětí dle podmínky plasticity $\max \tau$

$$\boxed{r = r_1} \quad \sigma_{red1} = \sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_{t1} - \sigma_{r1} = p_1 \cdot \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - (-p_1) = p_1 \cdot \frac{2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}$$

$$\boxed{r = r_2} \quad \sigma_{red2} = \sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_{t2} - \sigma_{r2} = p_1 \cdot \frac{2 \cdot r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - 0 = p_1 \cdot \frac{2 \cdot r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}$$

Je jasné, že $\sigma_{red1} > \sigma_{red2}$, jelikož je $r_2 > r_1$, a proto je možné říci, že nebezpečné místo se nachází na vnitřním povrchu potrubí.



- Určení bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti

$$k_{kP} = \frac{R_{eP}}{\sigma_{red1}} = \frac{R_{eP}}{p_1 \cdot \frac{2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}} = \frac{R_{eP}}{p_1} \cdot \frac{r_2^2 - r_1^2}{2 \cdot r_2^2}$$

Z výsledného vztahu pro bezpečnost je vidět, že pro určení konkrétní hodnoty, je potřeba znát materiálové hodnoty trubek, jejich rozměry a také tlak, který se v trubkách nachází. Jako materiál jsem zvolil konstrukční nízkolegovanou ocel s označením 15 230, která je vhodná pro výrobu velmi namáhaných bezešvých potrubí a tlakových nádob, a která má vysokou hodnotu meze kluzu: $R_{eP} = 835 \text{ MPa}$. Hodnotu maximálního tlaku v potrubí určuje maximální možný tlak paliva, které je schopno vyvinout zvolené vysokotlaké čerpadlo: $p_1 = 160 \text{ MPa}$. Na závěr bylo potřeba zvolit rozměry mezikruhového průřezu vysokotlaké trubky, což bylo provedeno podle tabulky, kterou doporučuje použít ve své literatuře největší výrobce systému Common-Rail na světě firma Bosch [32, str. 60, tab. 1].

Vnitřní poloměr potrubí: $r_1 = 1 \text{ mm}$

Vnější poloměr potrubí: $r_2 = 3 \text{ mm}$

$$k_{kP} = \frac{R_{eP}}{p_1} \cdot \frac{r_2^2 - r_1^2}{2 \cdot r_2^2} = \frac{835}{160} \cdot \frac{3^2 - 1^2}{2 \cdot 3^2} = \underline{\underline{2,32}}$$

Výsledná bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti je dostatečná a zároveň má mírně vyšší hodnotu, než bylo požadováno, a to z důvodů tlakových pulzací v palivu, které jsou způsobeny nestejnoměrnou a nekontinuální dodávkou paliva od vysokotlakého čerpadla.

5.4.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA MATICE POTRUBÍ

Charakteristické hodnoty pro materiál matice (11 700.0): [64, 65]

Mez pevnosti materiálu:

$$R_{mM} = 685 \text{ MPa}$$

Mez kluzu materiálu:

$$R_{eM} = 345 \text{ MPa}$$

Dovolený tlak v závitech matice:

$$p_{dM} = 135 \text{ MPa}$$

Charakteristické hodnoty pro závit matice: [65]

Velký průměr závitu:

$$d = 14 \text{ mm}$$

Malý průměr závitu:

$$d_1 = 12,376 \text{ mm}$$

Střední průměr závitu:

$$d_2 = 13,026 \text{ mm}$$

Nejmenší průměr závitu:

$$d_3 = 12,16 \text{ mm}$$

Úhel stoupání metrického závitu:

$$\psi = 30^\circ$$

Stoupání závitů:

$$P = 2 \text{ mm}$$

Tuto matici je potřeba analyticky zkontrolovat na otláčení v závitech. Nejprve je ovšem nutné předepsat jeho utahovací moment, který jsem zvolil v rozmezí **55 – 60 N.m** a dle něj spočítat sílu F_O působící v ose matice. Uťahovací moment matice se skládá ze dvou složek – třecí moment v závitech a třecí moment mezi maticí a potrubím. V obou případech se jedná



o tření ocelové plochy na ocelovou plochu a součinitel smykového tření má hodnotu $\mu = 0,14$ [63].

Třecí moment v závitech:

$$M_{TZ} = F_o \cdot \frac{d_2}{2} \cdot [\operatorname{tg}(\psi) + \mu]$$

Třecí moment v dosedací ploše mezi maticí a potrubím:

$$M_{TP} = F_o \cdot \frac{d_D}{2} \cdot \mu$$

Celkový utahovací moment:

$$M_U = M_{TZ} + M_{TP} = F_o \cdot \left\{ \left(\frac{d_2}{2} \cdot [\operatorname{tg}(\psi) + \mu] \right) + \left[\frac{d_D}{2} \cdot \mu \right] \right\} \Rightarrow F_o [N]$$

Průměr dosedací plochy matice na potrubí:

$$d_D = 9 \text{ mm}$$

Osová síla v matici:

$$F_o = \frac{M_u}{\frac{d_2}{2} \cdot [\operatorname{tg}(\psi) + \mu] + \frac{d_D}{2} \cdot \mu} = \frac{60.1000}{\frac{13,026}{2} \cdot [\operatorname{tg}(30^\circ) + 0,14] + \frac{9}{2} \cdot 0,14} = \underline{\underline{11316,27 \text{ N}}}$$

OTLAČENÍ V ZÁVITECH MATICE

Zašroubovaná část matice: $l_{ZZM} = 8 \text{ mm}$

Počet zašroubovaných závitů matice: $z_{ZZM} = \frac{l_{ZZM}}{P}$

Nosná výška závitu: $H_1 = \frac{d - d_1}{2}$

Nosná plocha všech závitů matice: $S_{ZZM} = \pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z_{ZZM}$

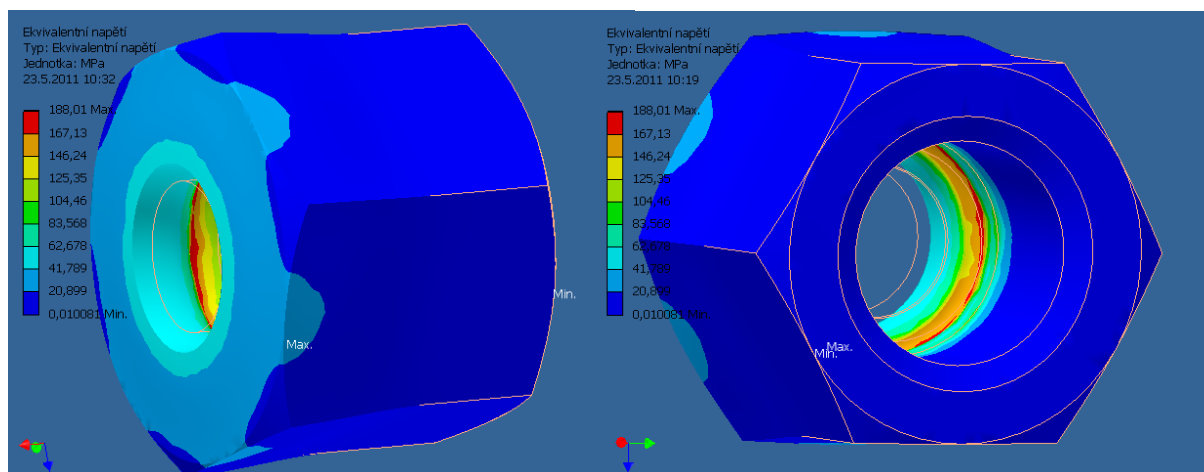
Tlak působící na závity:

$$p_{ZZM} = \frac{F_o}{S_{ZZM}} = \frac{F_o}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z_{ZZM}} = \frac{F_o}{\pi \cdot d_2 \cdot \left(\frac{d - d_1}{2} \right) \cdot \frac{l_{ZZM}}{P}} = \frac{2 \cdot F_o \cdot P}{\pi \cdot d_2 \cdot (d - d_1) \cdot l_{ZZM}}$$

$$p_{ZZM} = \frac{2 \cdot F_o \cdot P}{\pi \cdot d_2 \cdot (d - d_1) \cdot l_{ZZM}} = \frac{2 \cdot 11316,27 \cdot 2}{3,14 \cdot 13,026 \cdot (14 - 12,376) \cdot 8} = \underline{\underline{85,14 \text{ MPa}}}$$

Podmínka $p_{ZZM} \leq p_{dM}$ je splněna. [64, 65]

Namáhání závitů na otláčení bylo úspěšně zkontrolováno. Ovšem ještě je nutno zkontrolovat matici vzhledem k namáhání, které vzniká spojením matice s potrubím. Tato kontrola byla provedena pomocí již zmíněné pevnostní analýzy v programu Autodesk Inventor Professional. Těleso matice bylo vysítováno nejjemnější možnou sítí, kterou program povoluje. Okrajová podmínka pomocí „pevné vazby“, která omezuje všechny stupně volnosti, byla zadána na celou plochu závitu. Zatížení matice nejlépe simuloval tlak na stykovou plochu mezi maticí a potrubím, měl hodnotu 171,19 MPa.



Obr. 5. 29 a 5. 30 Průběh napětí v matici potrubí (redukované napětí dle podmínky HMM)

Pevnostní analýza programem Inventor vyhodnotila maximální hodnotu redukováného napětí dle podmínky HMM zhruba 188 MPa (viz. obr. 5.29 a 5. 30). Při konfrontaci s mezí kluzu zvoleného materiálu ($R_{eM} = 345 \text{ MPa}$) vychází bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti přibližně 1,84, což je postačující hodnota.

5.5 KRYT VENTILŮ (MEZIKUS) A JEHO ŠROUBOVÉ SPOJENÍ

Označení zvoleného šroubu:

ŠROUB M8x100 – ISO 4762 – 5.6

Označení zvolené vějířové podložky:

PODLOŽKA 8,4 – ČSN 02 1745 [65]

Charakteristické hodnoty pro materiál šroubu: [64, 65]

Mez pevnosti materiálu:

$$R_{mS} = 500 \text{ MPa}$$

Mez kluzu materiálu:

$$R_{eS} = 300 \text{ MPa}$$

Dovolený tlak v závitech šroubu:

$$p_{dS} = 70 \text{ MPa}$$

Dovolený tlak v závitech hlavy válců (s bezpečností 1,5):

$$p_{dH} = 80 \text{ MPa}$$

Charakteristické hodnoty pro závit šroubu a matice: [65]

Velký průměr závitu:

$$d = 8 \text{ mm}$$

Malý průměr závitu:

$$d_1 = 6,647 \text{ mm}$$

Střední průměr závitu:

$$d_2 = 7,188 \text{ mm}$$

Nejmenší průměr závitu:

$$d_3 = 6,466 \text{ mm}$$

Úhel stoupání metrického závitu:

$$\psi = 30^\circ$$

Stoupání závitů:

$$P = 1,25 \text{ mm}$$

Tento zvolený šroub je potřeba zkontrolovat na tahové namáhání a na otláčení v závitech. Nejprve je ovšem nutné předepsat jeho utahovací moment, který volím na základě tab. 5. 1 v rozmezí **12 – 14 N.m** a dle něj spočítat sílu F_0 působící v ose šroubu. Uťahovací moment šroubu se skládá ze dvou složek – třecí moment mezi šroubem a podložkou a třecí



moment v závitech. V prvním případě se jedná o tření ocelové plochy na ocelovou plochu, ve druhém je to styk oceli se šedou litinou (hlava válců). [63].

Součinitel stykového tření mezi šroubem a hlavou válců (ocel x litina): $\mu_1 = 0,17$ [63]

Součinitel stykového tření mezi šroubem a podložkou (ocel x ocel): $\mu_2 = 0,14$ [63]

Třecí moment v závitech:

$$M_{TZ} = F_o \cdot \frac{d_2}{2} \cdot [\operatorname{tg}(\psi) + \mu_1]$$

Třecí moment v dosedací ploše:

$$M_{TP} = F_o \cdot \left(\frac{D_K + D_P}{4} \right) \cdot \mu_2$$

Celkový utahovací moment:

$$M_U = M_{TZ} + M_{TP} = F_o \cdot \left\{ \left(\frac{d_2}{2} \cdot [\operatorname{tg}(\psi) + \mu_1] \right) + \left[\left(\frac{D_K + D_P}{4} \right) \cdot \mu_2 \right] \right\} \Rightarrow F_o [N]$$

Vnější a vnitřní průměr dosedací plochy matice:

$$D_K = 13 \text{ mm}$$

$$D_P = 8,4 \text{ mm}$$

Osová síla ve šroubu:

$$F_o = \frac{M_u}{\frac{d_2}{2} \cdot [\operatorname{tg}(\psi) + \mu_1] + \left(\frac{D_K + D_P}{4} \right) \cdot \mu_2} = \frac{14 \cdot 1000}{\frac{7,188}{2} \cdot [\operatorname{tg}(30^\circ) + 0,17] + \left(\frac{13 + 8,4}{4} \right) \cdot 0,14} = \underline{\underline{4075,72 \text{ N}}}$$

Osová síla v jednom šroubu je 4075,72N, a to znamená, že kryt ventilů s vytvořeným mezikusem je přitlačován k hlavě válců celkovou silou ($18 \times 4075,72 =$) **73362,94N**. Pomocí měření byl programem Autodesk Inventor zjištěn obsah dosedací plochy vytvořeného mezikusu ($16771,257 \text{ mm}^2$). Při konfrontaci celkové působící síly na tuto plochu je vidět, že maximální tlakové napětí v mezikusu má hodnotu je o něco málo větší než 4 MPa, což je hodnota, kterou je možno zanedbat.

TAHOVÉ NAPĚTÍ VE ŠROUBU

Plocha průřezu pro kontrolu šroubu na tah:

$$S_t = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{7,188 + 6,466}{2} \right)^2 = 36,61 \text{ mm}^2$$

Tahové napětí ve šroubu:

$$\sigma_t = \frac{F_o}{S_t} = \frac{4075,72}{36,61} = \underline{\underline{111,33 \text{ MPa}}}$$

Vzhledem k bezpečnosti, vrubům od závitů a charakteru zatížení vypočítáme dovolené tahové napětí ve šroubu [64, str. 39]: $\sigma_{dt} = 0,8 \cdot R_{es} = 0,8 \cdot 300 = \underline{\underline{240 \text{ MPa}}}$

Podmínka pevnosti v tahu $\boxed{\sigma_t \leq \sigma_{dt}}$ je splněna. [64, 65]



OTLAČENÍ V ZÁVITECH (ZAŠROUBOVANÝCH V HLAVĚ VÁLCE)

Délka zašroubované části šroubu: $l_{ZH} = 11,4mm$

Počet závitů zašroubovaných v horním úchytu: $z_s = \frac{l_{ZH}}{P}$

Nosná výška závitu: $H_1 = \frac{d - d_1}{2}$

Nosná plocha všech zašroubovaných závitů: $S_{ZH} = \pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z_s$

Tlak působící na závity:

$$p_{ZH} = \frac{F_o}{S_{ZH}} = \frac{F_o}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z_s} = \frac{F_o}{\pi \cdot d_2 \cdot \left(\frac{d - d_1}{2} \right) \cdot \frac{l_{ZH}}{P}} = \frac{2 \cdot F_o \cdot P}{\pi \cdot d_2 \cdot (d - d_1) \cdot l_{ZH}}$$

$$p_{ZH} = \frac{2 \cdot F_o \cdot P}{\pi \cdot d_2 \cdot (d - d_1) \cdot l_{ZH}} = \frac{2 \cdot 4075,72 \cdot 1,25}{3,14 \cdot 7,188 \cdot (8 - 6,647) \cdot 11,4} = \underline{29,25MPa}$$

Podmínky $p_{ZH} \leq p_{dS}$ a $p_{ZH} \leq p_{dH}$ jsou splněny.

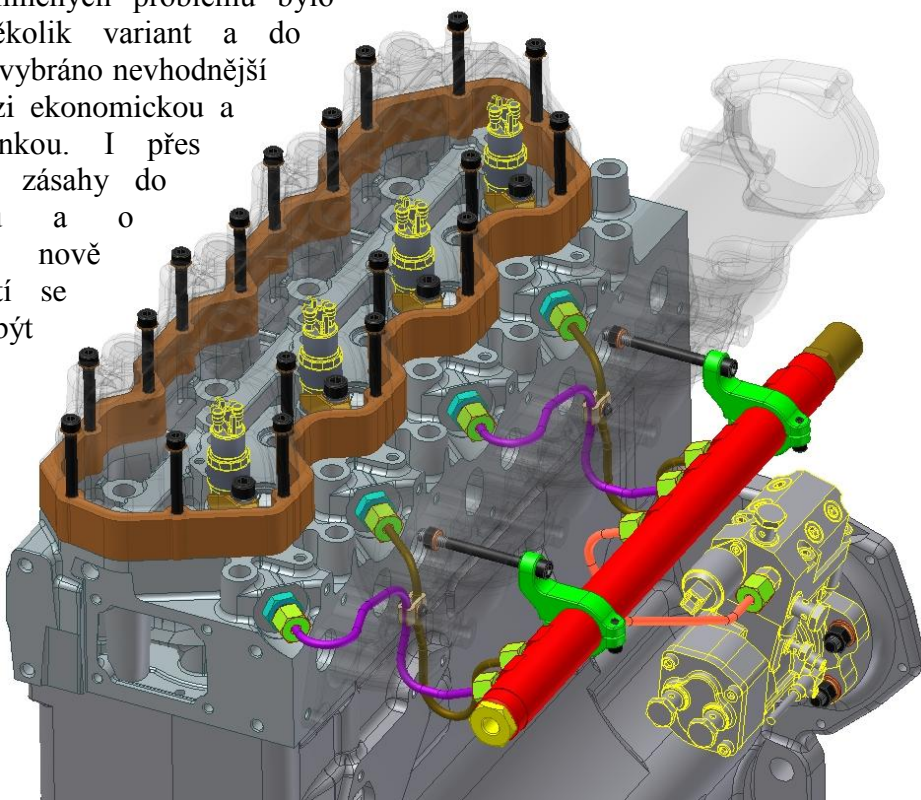


ZÁVĚR

Diplomová práce byla zaměřena na aplikaci nejmodernějšího vstřikovacího systému Common-Rail na vznětový motor. První část práce se zabývala parametry vznětových motorů a možnostmi, jak tyto parametry ovlivnit. Důraz byl kladen zejména na emise výfukových plynů. Zde byl proveden přibližný výpočet množství jedovatých plynů produkovaných všemi vozidly na naší planetě za různá časová období. Hodnoty, které z této kalkulace vycházely, byly hrozné. Snižování těchto čísel může být obecně v zásadě provedeno dvěma způsoby: lidé omezí svoje jízdní výkony nebo konstruktéři změní konstrukci motorů a vozidel, tak aby produkovaly méně emisí nebo dokonce žádné škodlivé výfukové plyny. A právě jeden ze zásahů do konstrukce motoru (změna vstřikovacího systému), která prokazatelně vede ke snížení emisí, byla náplní této diplomové práce.

Druhá část práce se zaměřuje na popis nejčastěji používaných vstřikovacích systémů vznětových motorů a největší pozornost byla věnována systému Common-Rail, který je hlavním tématem celé diplomové práce. Z přehledu systémů a celkového pohledu na ně je patrné, že vstřikovací systém Common-Rail je ze všech pohledů nejlepším systémem pro aplikaci na vznětový motor, čímž se prokázala oprávněnost pro následující přestavbu.

V následující kapitole byla detailně představena aplikace systému Common-Rail. Cílem bylo odstranit z traktorového vznětového motoru Zetor Z 1605 stávající vstřikovací systém s řadovým vstřikovacím čerpadlem a aplikovat na něj modernější systém s vysokotlakým zásobníkem paliva (Common-Rail) a zároveň výrazně u toho myslet na ekonomickou a technologickou stránku věci. Na zvoleném motoru tedy byly provedeny nejnutnější změny v konstrukci, byly aplikovány všechny komponenty vysokotlaké části systému Common-Rail včetně jejich uchycení a upevnění. Během konstrukce se vyskytlo několik problematických míst, zejména umístění vysokotlakého zásobníku a tvarování potrubí. Proto u zmíněných problémů bylo vytvořeno vždy několik variant a do finálního řešení bylo vybráno nevhodnější jako kompromis mezi ekonomickou a technologickou stránkou. I přes snahu o minimální zásahy do stávajícího motoru a o minimální počet nově vytvořených součástí se ukázalo, že musí být upravena hlava válců i kliková skříň (jen minimální zásahy – změna otvorů zejména pro šrouby) a bylo zkonstruováno asi deset nových součástí.

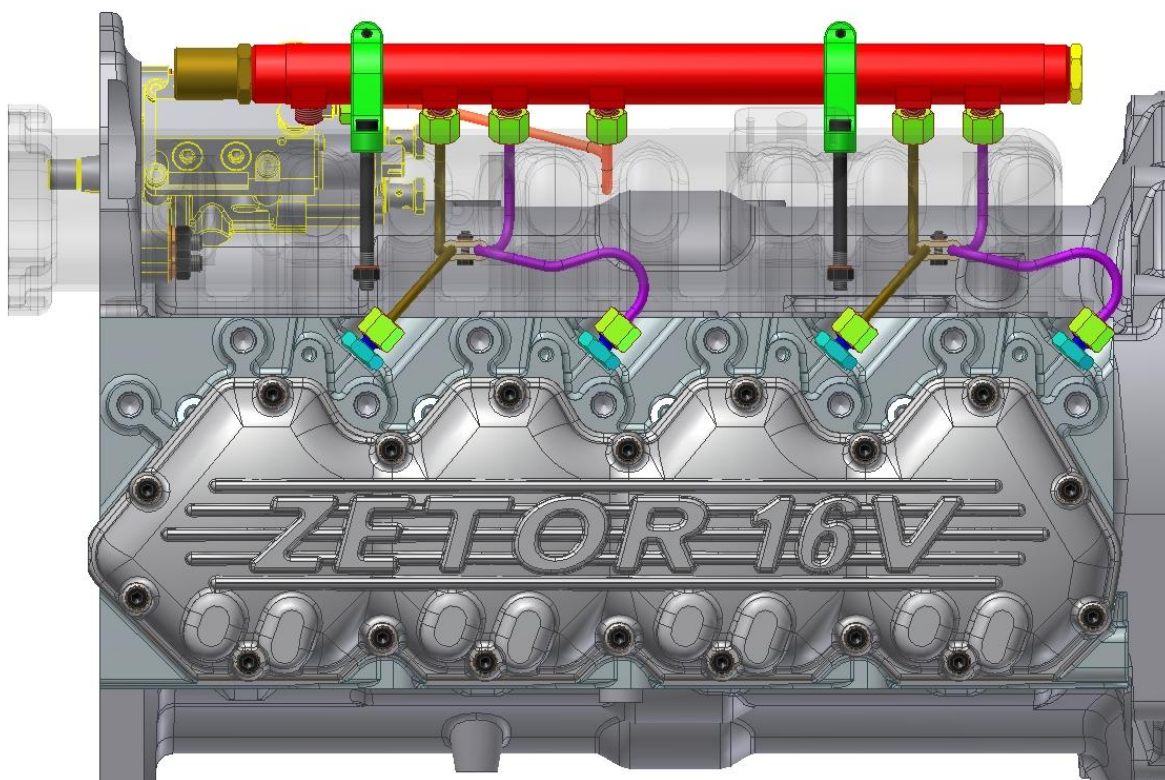


Obr. 6. 1 Celkové řešení aplikace systému Common-Rail na vznětový motor Zetor Z 1605



Při celkovém pohledu na aplikaci systému Common-Rail na vznětový motor Zetor Z 1605 se dá říci, že přestavba vstříkovacích systémů se povedla bez větších problémů, i když bylo nutno vytvořit nečekaně velké množství nových součástí. Při bližším zkoumání se ovšem ukázalo, že jsou tyto součásti nezbytné pro správné a bezproblémové fungování systému na motoru. Realizace pomocí těchto nových komponent poté potvrdil kontrolní výpočet jak analytickým způsobem, tak i u některých součástí počítačovou analýzou v programech, které analyzují komponenty pomocí metody konečných prvků.

Skutečná realizace této mnou navržené varianty je otázkou spíše pro konstruktéry firmy Zetor, která v problematice vstříkovacích soustav významně spolupracuje se společností Motorpal, která dodala pro uvedenou přestavbu některé vysokotlakové komponenty. Podobnou problematikou, jako řeší tato práce, se zabývají a zabývaly pro jiné motory Zetor i další diplomové práce. Firma Zetor zatím pro své vznětové motory nevolí jako vstříkovací systém soustavu Common-Rail, a proto se dá předpokládat, že varianta řešení zástavby prezentovaná v této diplomové práci, stejně jako varianty z ostatních prací, bude brána jako prototyp, který může vytvořit velmi dobrou představu a přesvědčit manažery a konstruktéry firmy Zetor, pro brzké užití systému Common-Rail na svých motorech.



Obr. 6. 2 Celkové řešení aplikace systému Common-Rail na vznětový motor Zetor Z 1605



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

Internetové zdroje

- [1] *Traktorový motor Zetor Z 1605* [online]. [cit. 2010-11-23].
URL: <http://www.zetor.cz/file/983/predek_pravy.jpg>.
- [2] *Motorová nafta* [online]. [cit. 2010-11-25].
URL: <<http://www.unipetrolrpa.cz/cs/nabidka-produktu/rafinerske-produkty/motorova-paliva/motorova-nafta.html>>.
- [3] *Motorová nafta* [online]. [cit. 2010-11-25].
URL: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Motorová_nafta>.
- [4] *Nafta motorová* [online]. [cit. 2010-11-25].
URL: <http://www.ceproas.cz/sys/sdilene-dokumenty/Nafta_motorova.html>.
- [5] *Nízkoteplotní vlastnosti motorové nafty* [online]. [cit. 2010-11-25].
URL: <http://www.ceproas.cz/sys/sdilenedokumenty/Nizkoteplotni_vlastnosti_motorove_nafty.html>.
- [6] DITTRICH, L. *Emise: Čím jsou nebezpečné? (první část)* [online]. [cit. 2010-12-19].
URL: <<http://www.zavolantem.cz/clanky/emise-cim-jsou-nebezpecne-prvni-cast>>.
- [7] *Emise vznětového motoru* [online]. [cit. 2010-12-19].
URL: <<http://www.fcd.cz/fcd-uvod-3---emise-vznetoveho-motoru-article1000.aspx?menu=249>>.
- [8] DITTRICH, L. *Emise: Čím jsou nebezpečné? (první část)* [online]. [cit. 2010-12-19].
URL: <<http://www.zavolantem.cz/clanky/emise-cim-jsou-nebezpecne-prvni-cast>>.
- [9] *Nové emisní předpisy EURO* [online]. [cit. 2010-12-28].
URL: <<http://radovancech.sweb.cz/emise3.htm>>.
- [10] *Emise výfukových plynů* [online]. [cit. 2010-12-28].
URL: <<http://cs.autolexicon.net/articles/emise-vyfukovych-plynu>>.
- [11] *Nové emisní předpisy EURO* [online]. [cit. 2010-12-28].
URL: <<http://radovancech.sweb.cz/emise3.htm>>.
- [12] *Krakování* [online]. [cit. 2010-12-29].
URL: <<http://cs.wikipedia.org/wiki/Krakování>>.
- [13] *European emission standards* [online]. [cit. 2010-12-30].
URL: <http://en.wikipedia.org/wiki/European_emission_standards>.
- [15] *Emisní norma EURO* [online]. [cit. 2010-12-30].
URL: <<http://cs.autolexicon.net/articles/emisni-norma-euro>>.
- [16] *Nonroad Diesel Engines* [online]. [cit. 2010-12-30].
URL: <<http://www.dieselnets.com/standards/us/nonroad.php#tier3>>.
- [17] *Nonroad Diesel Engines* [online]. [cit. 2010-12-30].
URL: <<http://www.dieselnets.com/standards/in/nonroad.php>>.
- [18] *Řešení v oblasti emisí: zvýšení výkonu motoru a produktivity* [online]. [cit. 2010-12-30]. URL: <www.casefan.cz/soubory/case-ih-efficient-power_cr_web-95b39a.pps>.



- [19] *World vehicles per capita* [online]. [cit. 2011-01-10].
URL: <http://commons.wikimedia.org/wiki/File:World_vehicles_per_capita.png>.
- [20] *List of countries by vehicles per capita* [online]. [cit. 2011-01-10].
URL: <http://en.wikipedia.org/wiki/List_of_countries_by_vehicles_per_capita>.
- [21] *Světová statistika v reálném čase* [online]. [cit. 2011-01-10].
URL: <<http://www.worldometers.info/cz/>>.
- [22] SKLÁDANÁ, P.; TECL, J. *Jízdní výkony a účel používání automobilu* [online]. červen 2005 [cit. 2011-01-10]. URL: <<http://www.czrso.cz/index.php?id=383>>.
- [23] PAVLORKOVÁ, E. *Kompas občana obtěžovaného hlukem* [online]. září 2010 [cit. 2011-01-13]. URL: <<http://hluk.eps.cz/hluk/kompas-obcana-obtezovaneho-hlukem/>>.
- [24] *Hluk* [online]. [cit. 2011-01-13].
URL: <<http://cs.wikipedia.org/wiki/Hluk>>.
- [26] *Hluk z motoru a pneumatik* [online]. [cit. 2011-01-13].
URL: <<http://hluk.eps.cz/hluk/hluk-z-motoru-a-pneumatik/>>.
- [27] *Limity* [online]. [cit. 2011-01-13].
URL: <<http://hluk.eps.cz/hluk/limity/>>.
- [30] *Systémy vstřikování* [online]. [cit. 2011-01-19].
URL: <<http://www.volkswagen.cz/technika/vstrikovani/>>.
- [33] *Palivové systémy s řadovými vstřikovacími čerpadly* [online]. [cit. 2011-01-20].
URL: <<http://www.h-diag.cz/news/palivove-systemy-s-radovymi-vstrikovacimi-čerpadly/>>.
- [34] *Řadová vstřikovací čerpadla* [online]. [cit. 2011-01-20].
URL: <http://rbkwin.bosch.com/cz/cs/powerconsumptionemissions/dieselsysteme/dieselsystem/commercialvehiclesystems/injectionsystems/in-line_pump.html>.
- [35] *Rotační vstřikovací čerpadlo s radiálními písty VR (VP 44)* [online]. [cit. 2011-01-20].
URL: <http://aa.bosch.cz/download/formule/formule_plakat_2004_01.pdf>.
- [37] THOMPSON, J. *Steyr's Emergenci Mechanical Injection System* [online]. únor 2010 [cit. 2011-02-05].
URL: <http://www.dieselpowermag.com/tech/1002dp_steyr_mechanical_emergency_drive_system/index.html>.
- [38] *Pump nozzle injectoin* [online]. [cit. 2011-02-06].
URL: <http://www.cartuning4u.de/c4u_eng/pd.php>.
- [39] HORT, J.; HÁJEK, O. *O práci s kloubovým nakladačem aneb umíte nakládat? Třetí část: zásady práce s ohledem na produktivitu, provozní náklady a životnost* [online]. srpen 2010 [cit. 2011-02-06].
URL: <http://bagry.cz/cze/clanky/z_praxe/o_praci_s_kloubovym_nakladacem_aneb_umite_nakladat_treti_cast_zasady_prace_s_ohledem_na_produkativitu_provozni_naklady_a_zivotnost>.
- [40] *Otevřená encyklopedie Wikipedie* [online]. [cit. 2011-01-10].
URL: <<http://cs.wikipedia.org/>>.
- [42] *Příprava směsi* [online]. [cit. 2011-02-02].
URL: <<http://www.h-diag.cz/news/priprava-smesy/>>.



- [43] *Unit Injector System (UIS)* [online]. [cit. 2011-02-22].
URL: <<http://rb-kwin.bosch.com/cz/cs/powerconsumptionemissions/dieselsysteme/dieselsystem/commercialvehiclesystems/injectionsystems/uis/index.html>>.
- [44] *Unit Pump System (UPS)* [online]. [cit. 2011-02-22].
URL: <<http://rb-kwin.bosch.com/cz/cs/powerconsumptionemissions/dieselsysteme/dieselsystem/commercialvehiclesystems/injectionsystems/ups/index.html>>.
- [45] *Jednotlivá čerpadla* [online]. [cit. 2011-02-22].
URL: <<http://rb-kwin.bosch.com/cz/cs/powerconsumptionemissions/dieselsysteme/dieselsystem/commercialvehiclesystems/injectionsystems/single-pumps/index.html>>.
- [46] *DELPHI Common Rail* [online]. [cit. 2011-02-28].
URL: <<http://www.tadpraha.cz/index.php?pid=326&id=195>>.
- [47] *Proof of strength - Hino Rising Ranger runner-up for the 2nd year straight 1995 - GRANADA-DAKAR* [online]. [cit. 2011-02-30].
URL: <<http://www.hino-global.com/dakar/racereports/racereports1995.html>>.
- [48] *Alfa Romeo 156* [online]. [cit. 2011-02-28].
URL: <<http://www.club-fiat.com/viewtopic.php?f=63&t=146>>.
- [49] *MERCEDES-BENZ C-CLASS (1993 - 2000)* [online]. [cit. 2011-02-28].
URL: <http://www.buyacar.co.uk/cars/mercedes_benz/mercedes_benz_c_class/review_mercedes-benz_c-class_1993-2000_2097.jhtml>.
- [50] *Common Rail* [online]. [cit. 2011-03-11].
URL: <http://en.wikipedia.org/wiki/Common_rail>.
- [51] *Common Rail* [online]. [cit. 2011-03-11].
URL: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Common_rail>.
- [52] *Common Rail History, Common rail: The development time line* [online]. [cit. 2011-03-11]. URL: <<http://www.commonrail.info/common-rail-history>>.
- [53] *Common Rail pumps* [online]. [cit. 2011-03-11].
URL: <<http://impactproductsolutions.co.uk/product-groups/common-rail-pump/common-rail-pumps/>>.
- [54] *Bosch na veletrhu Autotec 2008 – díly a služby z jedné ruky* [online]. květen 2008 [cit. 2011-03-21]. URL: <http://www.bosch.cz/press/detail.asp?f_id=671>.
- [55] *Vysokotlaké čerpadlo Bosch CP2* [online]. [cit. 2011-03-21].
URL: <http://www.cndeser.com/jgyl/dkjs/ggix/2010/0203/4664_5.html>.
- [56] *Produkty - BOSCH DIESEL s.r.o.* [online]. [cit. 2011-03-21].
URL: <<http://www.bosch.cz/content/language1/html/2948.htm>>.
- [57] *KITCHEN, T. Common Rail Diesel Fuel Systems* [online]. [cit. 2011-03-22].
URL: <http://www.akautomotivetraining.co.uk/AKTrainingCommonraildieselpresentation_000.pdf.pdf>.
- [58] *Elektromagnetické a piezoelektrické vstřikovače* [online]. [cit. 2011-03-22].
URL: <http://www.turbo-tec.eu/cz/wtryski_elektromagnetyczne.php>.



- [59] DOHLE, U.; KAMPMANN, S.; atd. *Advanced Diesel Common Rail Systems for Future Emission Legislation* [online]. [cit. 2011-04-03]. URL: <<http://www.osd.org.tr/5.pdf>>.
- [60] BUSCH, R. *Advanced Diesel Common Rail Injection System for Future Emission Legislation* [online]. [cit. 2011-04-03] URL:<http://www1.eere.energy.gov/vehiclesandfuels/pdfs/deer_2004/session8/2004_deer_busch.pdf>.
- [61] *Motor Z 1605* [online]. [cit. 2011-04-18]. URL: <<http://www.zetor.cz/motor-z-1605>>.
- [62] *Utahovací momenty šroubů* [online]. [cit. 2011-04-20]. URL: < <http://daf220k.pise.cz/35346-utahovací-momenty-sroubu.html>>.
- [63] *Předepjatý šroubový spoj* [online]. [cit. 2011-04-20]. URL: < <http://www.mitcalc.com/doc/boltcon/help/cz/boltcontxt.htm>>.
- [68] *Příklad návrhu a kontroly dynamicky namáhaného šroubu* [online]. [cit. 2011-04-20]. URL: <www.347.vsb.cz/staff/folta/CaMS_III/03_Sroub/Vypocet_sroubu.doc>.
- [74] *Litina s lupínkovým grafitem – mechanické vlastnosti litin* [online]. [cit. 2011-05-18]. URL: <<http://ime.fme.vutbr.cz/files/Studijni%20opory/savgl/index.php?chapter=10>>.

Literatura

- [14] BAUER, F.; SEDLÁK, P.; ŠMERDA, T. *Traktory*. Praha : Profi Press, s. r. o., 2006. ISBN 80-86726-15-0.
- [25] OXLADE, CH.; STOCKLEY, C.; WERHEIM, J. *Ilustrovaný přehled fyzika*. Ostrava: Blesk, 1994. ISBN 80-85606-31-3.
- [28] VLK, F. *Příslušenství vozidlových motorů*. Brno : Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2002. ISBN 80-238-8755-6.
- [29] MOTEJL, V. *Vstřikovací zařízení vznětových motorů*. České Budějovice : Kopp, 2001. ISBN 80-7232-142-0.
- [31] CHLUP, M. *Systém vstřikování nafty s tlakovým zásobníkem Common Rail*. Praha : Robert Bosch odbytová spol. s.r.o., 1999. ISBN 80-902585-6-5.
- [32] HANÁK, S. *Systém vstřikování s tlakovým zásobníkem Common Rail pro vznětové motory*. Praha : Robert Bosch odbytová spol. s.r.o., 2005. ISBN 80-903132-7-2.
- [36] VLK, F. *Elektronické systémy motorových vozidel 1*. Brno : Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2002. ISBN 80-238-7282-6.
- [41] FERENC, B. *Spalovací motory – karburátory, vstřikování paliva a optimalizace parametrů motoru*. 3. vyd. Brno : Computer Press, 2009. ISBN 978-80-251-2545-8.
- [64] KRÍŽ, R. *Stavba a provoz strojů I – Části strojů – pro 2. roč. SPŠ (Část 1)*. Praha : Scientia, spol. s r. o., 1995. ISBN 80-7183-023-2.



- [65] LEINVEBER, J.; ŘASA, J.; VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Praha : Scientia, 1999. ISBN 80-7183-164-6.
- [66] PŘEMYSL, J.; ONDRÁČEK, E.; VRBKA, J. *Mechanika těles: Pružnost a pevnost I*. Brno : VUT, 1992. ISBN 80-214-0468-X.
- [67] ONDRÁČEK, E. a kol. *Mechanika těles – Pružnost a pevnost II*. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2006. ISBN 80-214-3260-8.
- [71] JANÍČEK, P.; PETRUŠKA, J. *Pružnost a pevnost II – úlohy do cvičení*. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2007. ISBN 978-80-214-3441-7.
- [72] JANÍČEK, P.; FLORIAN, Z. *Mechanika těles – úlohy z pružnosti a pevnosti I*. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-214-2655-1.

Bakalářské a diplomové práce

- [69] CÍSAŘ, J. *Zástavba systému Common Rail do 4V hlavy*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2007. 89 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.
- [70] OŠMERA, P. *Systém common-rail pro čtyřválcový vznětový traktorový motor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2007. 72 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.
- [73] ŠIŠKA, A. *Systém Common Rail v osobních automobilech*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 48 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ψ	[°]	Úhel stoupání metrického závitu
μ	[-]	Součinitel smykového tření mezi dvěma ocelovými plochami
ω	[mm]	Maximální průhyb vidlice
δ	[mm]	Charakteristický rozměr vzorku
κ	[-]	Materiálová konstanta
$\upsilon_{\sigma S}$	[-]	Součinitel velikosti šroubu
$\eta_{\sigma S}$	[-]	Součinitel povrchu součásti šroubu
$\beta_{\sigma S}$	[-]	Součinitel vrubu šroubu
$\Psi_{\sigma S}$	[-]	Tangenta úhlu sklonu přímky v Haighově diagramu pro šroub
$\upsilon_{\sigma V}$	[-]	Součinitel velikosti vidlice
$\eta_{\sigma V}$	[-]	Součinitel povrchu součásti vidlice
$\beta_{\sigma V}$	[-]	Součinitel vrubu vidlice
$\Psi_{\sigma V}$	[-]	Tangenta úhlu sklonu přímky v Haighově diagramu pro vidlici
μ_1	[-]	Součinitel smykového tření mezi ocelí a litinou
υ_{1S}	[-]	Součinitel velikosti šroubu v tahu
η_{1S}	[-]	Součinitel vlivu opracování povrchu pro šroub
υ_{1V}	[-]	Součinitel velikosti vidlice v tahu
η_{1V}	[-]	Součinitel vlivu opracování povrchu pro vidlici
μ_2	[-]	Součinitel smykového tření mezi dvěma ocelovými plochami
υ_{2S}	[-]	Součinitel velikosti šroubu v ohybu nebo v krutu
η_{2S}	[-]	Součinitel vlivu tepelného zpracování povrchu pro šroub
υ_{2V}	[-]	Součinitel velikosti vidlice v ohybu nebo v krutu
η_{2V}	[-]	Součinitel vlivu tepelného zpracování povrchu pro vidlici
σ_{aS}	[MPa]	Amplituda tahového napětí ve šroubu
σ_{aV}	[MPa]	Amplituda tahového napětí ve vidlici
σ_C	[MPa]	Mez únavy materiálu šroubu v ohybu pro souměrně střídavý cyklus
σ_C^*	[MPa]	Skutečná mez únavy šroubu
α_D	[-]	Součinitel kontrakce díry ve vidlici
α_D	[-]	Součinitel kontrakce díry ve vidlici
σ_{dt}	[MPa]	Dovolené tahové napětí ve šroubu
σ_{HC}	[MPa]	Mez únavy materiál šroubu v ohybu pro míjivý cyklus
μ_L	[-]	Poissonovo číslo pro litinu
σ_{maxS}	[MPa]	Maximální tahové napětí ve šroubu
σ_{maxV}	[MPa]	Maximální tahové napětí ve vidlici



$\sigma_{\min S}$	[MPa]	Minimální tahové napětí ve šroubu
$\sigma_{\min V}$	[MPa]	Minimální tahové napětí ve vidlici
σ_{mkpU}	[MPa]	Maximální hodnota napětí v dolním úchyty zjištěného Ansysem
σ_{mkpV}	[MPa]	Maximální hodnota napětí ve vidlici zjištěná Ansysem
σ_{mS}	[MPa]	Střední tahové napětí ve šroubu
σ_{mV}	[MPa]	Střední tahové napětí ve vidlici
σ_{oC}	[MPa]	Mez únavy materiálu vidlice v ohybu pro souměrně střídavý cyklus
σ_{oC}^*	[MPa]	Skutečná mez únavy vidlice
σ_{oHC}	[MPa]	Mez únavy materiál vidlice v ohybu pro míjivý cyklus
σ_{oMAX}	[MPa]	Maximální ohybové napětí vidlice v místě osy šroubu
σ_{oN}	[MPa]	Nominální ohybové napětí vidlice v místě osy šroubu
σ_{r1}	[MPa]	Radiální napětí na vnitřním povrchu potrubí
σ_{r2}	[MPa]	Radiální napětí na vnějším povrchu potrubí
σ_{RED}	[MPa]	Redukované napětí ve šroubu dle podmínky HMM při utahování
σ_{red1}	[MPa]	Redukované napětí dle podmínky plasticity $\max \tau$ - vnitřní povrch
σ_{red2}	[MPa]	Redukované napětí dle podmínky plasticity $\max \tau$ - vnější povrch
σ_t	[MPa]	Tahové napětí ve šroubu
σ_{t1}	[MPa]	Tečné napětí na vnitřním povrchu potrubí
σ_{t2}	[MPa]	Tečné napětí na vnějším povrchu potrubí
σ_U	[MPa]	Tahové napětí ve šroubu při utahování
τ_U	[MPa]	Napětí v krutu ve šroubu při utahování
μ_v	[-]	Poissonovo číslo materiálu vidlice (oceli)
α_z	[-]	Součinitel kontrakce závitu šroubu
σ_{z1}	[MPa]	Axiální napětí na vnitřním povrchu potrubí
σ_{z2}	[MPa]	Axiální napětí na vnějším povrchu potrubí
a	[mm]	Vzdálenost osy vstřikovače od osy šroubu
b	[mm]	Vzdálenost osy šroubu od osy podpory
b_s	[mm]	Délka závitu šroubu
b_v	[mm]	Šířka vidlice v místě šroubu
C_s	[N/mm]	Konstanta tuhosti šroubu
C_{s1}	[N/mm]	Konstanta tuhosti 1. části modelu šroubu
C_{s2}	[N/mm]	Konstanta tuhosti 2. části modelu šroubu
C_v	[N/mm]	Konstanta tuhosti vidlice
d	[mm]	Velký průměr metrického závitu
D	[mm]	Průměr díry ve vidlici pro zvolený šroub
d_1	[mm]	Malý průměr metrického závitu



d_2	[mm]	Střední průměr metrického závitu
d_3	[mm]	Nejmenší průměr metrického závitu
d_a	[mm]	Největší průměr dosedací plochy matice
d_D	[mm]	Průměr dosedací plochy matice na potrubí
D_{DS}	[mm]	Vnitřní průměr dosedací plochy šroubu svorky
D_k	[mm]	Průměr hlavy šroubu s vnitřním šestihranem
d_{kP}	[mm]	Nejmenší průměr dosedací plochy šroubu pro úchyt Railu
D_P	[mm]	Nejmenší průměr dosedací plochy hlavy šroubu
d_{P1}	[mm]	Vnější průměr místa pouzdra vstřikovače namáhaného tlakem
d_{P2}	[mm]	Vnitřní průměr místa pouzdra vstřikovače namáhaného tlakem
d_{VT}	[mm]	Průměr otvoru v hlavě válců pro vstřikovací trysku
d_w	[mm]	Nejmenší průměr dosedací plochy matice
D_{wS}	[mm]	Vnější průměr dosedací plochy šroubu svorky
e	[mm]	Délka závrtné části šroubu pro uchycení čerpadla
E_L	[MPa]	Modul pružnosti v tahu pro litinu
E_V	[MPa]	Modul pružnosti materiálu vidlice (oceli)
F_{CP}	[N]	Výsledná provozní síla v podpoře
F_{CS}	[N]	Výsledná provozní síla ve šroubu
F_{CV}	[N]	Výsledná provozní síla na vstřikovač
F_P	[N]	Celková síla působící na vidlici v podpoře (hlavě válců)
F_{PP}	[N]	Síla v podpoře (hlavě válců) vzniklá max. tlakem při spalování
F_{PS}	[N]	Síla v podpoře (hlavě válců) vzniklá v předpětím šroubů
F_S	[N]	Celková síla působící na vidlici v ose šroubu
F_{SP}	[N]	Síla v ose šroubu vzniklá maximálním tlakem při spalování
F_{SS}	[N]	Síla v ose šroubu vzniklá jeho přepětím
F_V	[N]	Celková síla působící na vidlici v místě vstřikovače
F_{VP}	[N]	Síla působící na vstřikovač vzniklá maximálním tlakem při spalování
F_{VS}	[N]	Síla v ose vstřikovače vzniklá přepětím šroubu
H_1	[mm]	Nosná výška metrického závitu
h_V	[mm]	Výška vidlice v místě šroubu
k_{GS}	[-]	Bezpečnost šroubu vzhledem k meznímu stavu únavové pevnosti
k_{GV}	[-]	Bezpečnost vidlice vzhledem k meznímu stavu únavové pevnosti
k_k	[-]	Bezpečnost vidlice v místě osy šroubu
k_{kp}	[-]	Bezpečnost potrubí vzhledem k meznímu stavu pružnosti
k_{mkpU}	[-]	Bezpečnost dolního úchytu vzhledem k meznímu stavu pružnosti (Ansys)
k_{mkpV}	[-]	Bezpečnost vidlice vzhledem k meznímu stavu pružnosti (Ansys)



K_S	[-]	Materiálová charakteristika šroubu
k_U	[-]	Požadovaná bezpečnost šroubu při utahování
k_{UP}	[-]	Bezpečnost šroubu při utahování
K_V	[-]	Materiálová charakteristika vidlice
l_1	[mm]	Délka 1. části modelu šroubu pro výpočet tuhosti
l_2	[mm]	Délka 2. části modelu šroubu pro výpočet tuhosti
l_{HS}	[mm]	Výška hlavy šroubu s vnitřním šestihranem
l_S	[mm]	Délka šroubu
l_{ZH}	[mm]	Délka šroubu zašroubovaná v hlavě válců
l_{ZHU}	[mm]	Délka závitu šroubu zašroubovaná v horním úchytu Railu
l_{ZZM}	[mm]	Délka zašroubované části matice potrubí
m_1	[mm]	Výška matice
M_{maxV}	[N.m]	Maximální ohybový moment působící na vidlici v ose šroubu
M_{minV}	[N.m]	Minimální ohybový moment působící na vidlici v ose šroubu
M_{oMAX}	[N.m]	Maximální ohybový moment působící na vidlici
M_{TP}	[N.m]	Třecí moment v dosedací ploše
M_{TZ}	[N.m]	Třecí moment v závitech
M_U	[N.m]	Celkový utahovací moment
P	[mm]	Stoupání závitu
p_1	[MPa]	Maximální vnitřní tlak v potrubí
p_{dH}	[MPa]	Dovolený tlak materiálu hlavy válců
p_{dK}	[MPa]	Dovolený tlak materiálu klikové skříně
p_{dM}	[MPa]	Dovolený tlak v závitech matice potrubí
p_{dP}	[MPa]	Dovolené napětí v tlaku materiálu pouzdra pro míjivé zatížení
p_{DP}	[MPa]	Tlak na dosedací plochu vzniklý utažením šroubu
p_{dS}	[MPa]	Dovolený tlak materiálu šroubu
p_{dU}	[MPa]	Dovolený tlak materiálů úchytů Railu
p_{MAX}	[MPa]	Maximální tlak ve spalovacím prostoru při chodu motoru
p_P	[MPa]	Tlakové napětí v dolní části pouzdra vstřikovače
p_{ZH}	[MPa]	Tlak působící na závity šroubu krytu ventilů
p_{ZHU}	[MPa]	Tlak působící na závity v horním úchytu Railu
p_{ZM}	[MPa]	Tlak působící na závity matice
p_{ZS}	[MPa]	Tlak působící na závity
p_{ZZM}	[MPa]	Tlak působící na závity matice potrubí
r	[mm]	Poloměr zaoblení dna závitu
r_1	[mm]	Vnitřní poloměr potrubí



r_2	[mm]	Vnější poloměr potrubí
R_{eM}	[MPa]	Mez kluzu materiálu matice potrubí (a svorky)
R_{eP}	[MPa]	Mez kluzu materiálu potrubí
R_{eS}	[MPa]	Mez kluzu materiálu šroubu
R_{eU}	[MPa]	Mez kluzu materiálu úchytů
R_{eV}	[MPa]	Mez kluzu materiálu vidlice
R_{mM}	[MPa]	Mez pevnosti materiálu matice potrubí (a svorky)
R_{mS}	[MPa]	Mez pevnosti materiálu šroubu
R_{mV}	[MPa]	Mez pevnosti materiálu vidlice
$R_{p0,2S}$	[MPa]	Smluvní mez kluzu materiálu šroubu
r_V	[mm]	Poloměr díry pro šroub ve vidlici
S_1	[mm ²]	Plocha průřezu 1. části modelu šroubu pro výpočet tuhosti
S_2	[mm ²]	Plocha průřezu 2. části modelu šroubu pro výpočet tuhosti
S_{DP}	[mm ²]	Obsah dosedací plochy hlavy šroubu
S_t	[mm ²]	Plochy průřezu šroubu pro kontrolu na tah
S_{VT}	[mm ²]	Plocha otvoru pro vstřikovací trysku
S_{ZH}	[mm ²]	Nosná plocha všech zašroubovaných závitů v hlavě válců
S_{ZHU}	[mm ²]	Nosná plocha zašroubovaných závitů šroubu v horním úchytu Railu
S_{ZM}	[mm ²]	Nosná plocha závitů matice
S_{ZS}	[mm ²]	Nosná plocha zašroubovaných závitů šroubu v materiálu
S_{ZZM}	[mm ²]	Nosná plocha závitů zašroubované části matice potrubí
v	[mm]	Výška metrického závitu
W_K	[mm ³]	Modul průřezu šroubu v krutu
W_o	[mm ³]	Modul průřezu vidlice v ohybu v místě osy šroubu
z	[-]	Počet zašroubovaných šroubu v hlavě válců
z_M	[-]	Počet závitů matice
z_S	[-]	Počet zašroubovaných závitů šroubu v materiálu
z_{ZZM}	[-]	Počet závitů zašroubované části matice potrubí



SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha č. 1** Výkres sestavy aplikace systému Common-Rail (č. v.: 2011 – DP – 00 / 00)
- Příloha č. 2** Výkres pouzdra vstřikovače (č. v.: 2011 – DP – 00 / 01)
- Příloha č. 3** Výkres horního úchytu Railu (č. v.: 2011 – DP – 00 / 02)
- Příloha č. 4** Výkres dolního úchytu Railu (č. v.: 2011 – DP – 00 / 03)
- Příloha č. 5** Výkres vidlicevstřikovače (č. v.: 2011 – DP – 00 / 04)
- Příloha č. 6** Výkres mezikusu krytu ventilů (č. v.: 2011 – DP – 00 / 05)
- Příloha č. 7** Výkres převlečného hrdla vstřikovače (č. v.: 2011 – DP – 00 / 06)
- Příloha č. 8** Výkres matice potrubí (č. v.: 2011 – DP – 00 / 07)
- Příloha č. 9** Výkres vysokotlakého zásobníku (č. v.: 2011 – DP – 00 / 08)
- Příloha č. 10** Výkres potrubí čerpadla (č. v.: 2011 – DP – 00 / 09)
- Příloha č. 11** Výkres vysokotlakého potrubí – 1 (č. v.: 2011 – DP – 00 / 10)
- Příloha č. 12** Výkres vysokotlakého potrubí – 2 (č. v.: 2011 – DP – 00 / 11)
- Příloha č. 13** Výkres klikové skříně – úprava nálitku (č. v.: 2011 – DP – 00 / 12)
- Příloha č. 14** Výkres hlavy válců – změna otvoru (č. v.: 2011 – DP – 00 / 13)
- Příloha č. 15** DVD se všemi náležitostmi diplomové práce